

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA  
NUMÉRICA PARA A PREDIÇÃO DOS TRÊS  
PRIMEIROS MODOS DE VIBRAÇÃO DE UM MOTOR  
ELÉTRICO FIXO EM BASE RÍGIDA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação da  
Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos  
para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

**VINÍCIUS SELL GONÇALVES**

Florianópolis  
2012

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Gonçalves, Vinícius Sell

Desenvolvimento de uma metodologia numérica para a  
predição dos três primeiros modos de vibração de um motor  
elétrico fixo em base rígida [dissertação] / Vinícius Sell  
Gonçalves ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC,  
2012.

174 p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Análise modal. 3. Motor  
elétrico. 4. Elementos finitos. I. Lenzi, Arcanjo. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

# **DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA NUMÉRICA PARA A PREDIÇÃO DOS TRÊS PRIMEIROS MODOS DE VIBRAÇÃO DE UM MOTOR ELÉTRICO FIXO EM BASE RÍGIDA**

**VINÍCIUS SELL GONÇALVES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

---

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD - Orientador

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

## **Banca Examinadora:**

---

Prof. Arcanjo Lenzi, PhD - Presidente

---

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

---

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.

---

Sebastião Lauro Nau, Dr. Eng.



À minha bela e sensível esposa, parceira sem a qual a minha vida não teria sentido. Camila mesmo quando o mundo parece desabar não me preocupo, sei que você estará sempre comigo.

Aos meus pais, base da minha família e meu porto seguro. Verdadeiros mestres que me ensinaram o significado das palavras honestidade e respeito.



## AGRADECIMENTOS

À UFSC e ao POSMEC, por proporcionarem um ensino gratuito e de qualidade indiscutível. Ao professor Arcanjo Lenzi, pela confiança depositada em mim ao me orientar e incentivar nos momentos mais difíceis do mestrado, tornando possível eu escrever estas linhas. Ao professor Roberto Jordan, pelas aulas didáticas que me fizeram descobrir a beleza dos modos naturais de vibração e a escolher o tema dessa dissertação. Ao professor Júlio Apolinário Cordioli, pelas importantes contribuições durante a defesa do PDM que enriqueceram os resultados deste trabalho.

À WEG Motores, por disponibilizar toda a sua estrutura e por incentivar constantemente o desenvolvimento de seus colaboradores. Ao Sr. Sebastião Lauro Nau e ao Hugo Gustavo Gomez Mello pela confiança e apoio durante todo o período do mestrado. Aos colegas de trabalho pelo convívio diário e pela contribuição na produção dos protótipos e execução dos inúmeros ensaios ao longo dessa jornada.

Ao Sr. Hilton Penha Silva que, além de compartilhar seus conhecimentos, será sempre uma referência de humildade, profissionalismo e caráter.

Aos colegas Cassiano Antunes Cezário e Francisco José Doubrawa Filho pelo tempo que dedicaram na leitura dessa dissertação e pelas importantes contribuições no texto final.

Ao colega Waldiberto De Lima Pires, pela ajuda na tradução do resumo e pelas gratificantes discussões literárias.

A Edilane, Erasmo e Manú, pela grande amizade e por demonstrarem de forma incondicional todo o seu apoio sempre que preciso.

Ao meu sogro Osvaldo e minha sogra Eliete, por me criarem como um filho e por estarem presentes nos grandes momentos da minha vida.

A todos meu sincero muito obrigado!





*“...a vida não vale nada  
comparada com a obra de um homem.”*

*Thomas Hudson, alter-ego de Hemingway,  
em seus instantes finais nas ilhas da corrente*



## RESUMO

Neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia numérica para a predição dos três primeiros modos de vibração de um motor elétrico fixo em base rígida. O trabalho foi amparado por uma revisão bibliográfica que motivou a confecção de quatro protótipos para permitir o desenvolvimento dessa metodologia. A partir dos protótipos foram obtidos os parâmetros modais utilizados para ajustar os modelos numéricos, e as curvas de Função Resposta em Frequência (FRF) utilizadas para validar a solução numérica. O modelo validado foi utilizado para promover uma alteração estrutural do protótipo e torná-lo mais robusto às variações dos processos de fabricação e montagem. Os ajustes, bem como a alteração estrutural, foram feitos através de um processo de otimização estrutural usando Algoritmo Genético. A solução foi desenvolvida com base no código comercial de elementos finitos *ANSYS*.

**Palavras-chave:** Análise modal. Motor elétrico. Elementos finitos.



## ABSTRACT

This work proposes a numerical methodology for the prediction of the first three modes of vibration of an electric motor fixed on a rigid base. A deep literature review supported the production of four *ad hoc* prototypes that aided the development of the proposed approach. Tests carried out with the prototypes led to the procurement of the modal parameters used to calibrate the numerical models, as well as the Frequency Response Function (FRF) curves used to validate the numerical solution. The validated model allowed structural changes to be then promoted on the prototypes, in order to make them more robust to variations in manufacturing and assembling processes. The mentioned adjustments and structural changes were accomplished by means of a process of structural optimization using Genetic Algorithm. The solution was developed based on the commercial finite element code *ANSYS*.

**Keywords:** Modal analysis. Numerical methodology. Finite elements.



## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	29
1.1	Motivação.....	31
1.2	Objetivo.....	31
1.2.1	Objetivos específicos .....	32
1.3	Organização do Trabalho .....	32
2	REVISÃO CONCEITUAL .....	35
2.1	Principais Componentes de um Motor Elétrico de Indução.....	35
2.1.1	Estator .....	36
2.1.2	Carcaça e tampas .....	37
2.1.3	Rotor.....	39
2.2	As Frequências Naturais em um Motor Elétrico de Indução.....	41
2.2.1	Condições de contorno .....	42
2.2.2	Normas e critérios de fabricação .....	44
2.2.3	Influência das propriedades mecânicas dos materiais.....	45
2.2.4	Aspectos críticos de um motor elétrico com relação à vibração .....	46
2.3	Análise Modal Experimental.....	51
2.3.1	Transdutores .....	53
2.4	Extensometria.....	55
3	ANÁLISE EXPERIMENTAL .....	57
3.1	Protótipo.....	57
3.2	Incerteza de Medição dos Equipamentos e Condições de Ensaio.....	59
3.3	Coleta de Dados do Processo de Fabricação.....	59
3.4	Configuração do Sistema de Medição – Análise Modal.....	64
3.4.1	Definição dos pontos de medição .....	66
3.4.2	Preparação das medições e ajuste de parâmetros no programa de medição.....	67
3.5	Extração dos Parâmetros Modais .....	70
3.6	Resultados da Extensometria.....	72
3.7	Resultados da Análise Modal Experimental.....	77
3.7.1	Repetição das medições .....	79
3.7.2	Condições de contorno .....	81

3.7.3	Métodos de medição diferentes.....	83
3.7.4	Influência da estabilização térmica do protótipo .....	84
3.7.5	Carcaças pré-usinadas .....	87
3.7.6	Carcaças usinadas.....	88
3.7.7	Carcaças usinadas + tampas frontais + tampas traseiras .....	91
3.7.8	Alívio de tensão após a usinagem.....	94
3.7.9	Tampas frontais, traseiras e estatores.....	99
3.7.10	Variação do torque de aperto dos parafusos de fixação de tampas e dos pés da carcaça.....	100
3.7.11	Carcaças + estatores .....	104
3.7.12	Carcaças + estatores + tampas frontais .....	104
3.7.13	Carcaças + estatores + tampas frontais + tampas traseiras .....	105
3.7.14	Protótipo completo .....	107
3.8	Conclusões da Análise Experimental.....	114
4	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	117
4.1	Análise Modal Numérica.....	119
4.2	Simplificação das Geometrias.....	120
4.3	Geração da Malha e Avaliação de Sensibilidade ....	121
4.4	Ajuste dos Modelos Numéricos.....	126
4.5	Condição de Apoio e Contato .....	136
4.6	Perturbação Linear (Pré-Tensão) – Contatos Não Lineares.....	137
4.7	Validação dos Modelos Numéricos .....	138
4.8	Proposta de Melhoria no Protótipo Estudado .....	148
5	CONCLUSÕES .....	155
5.1	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	158
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	159
	APÊNDICE A – MODOS DE VIBRAÇÃO EXPERIMENTAIS E FATORES DE AMORTECIMENTO.....	165
	APÊNDICE B – EXPERIMENTOS EXECUTADOS .....	169
	APÊNDICE C – VARIAÇÃO DO TORQUE DE APERTO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DAS TAMPAS.....	171



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Característica vibratória de origem eletromagnética de um estator de motor elétrico de um motor de dois pólos.....	30
Figura 2.1 – Principais componentes de um motor elétrico trifásico.....	35
Figura 2.2 – Detalhes do estator.....	36
Figura 2.3 – Nomenclatura das principais dimensões de um estator. ....	37
Figura 2.4 – Nomenclatura das principais dimensões da carcaça. ....	37
Figura 2.5 – Nomenclatura das principais dimensões das tampas frontais e traseiras.....	38
Figura 2.6 – Detalhe da forma de encaixe entre carcaça e tampa do motor estudado. ....	38
Figura 2.7 – Tampas. ....	39
Figura 2.8 – Rotor e seus principais componentes. ....	40
Figura 2.9 – Detalhes do conjunto de anéis de fixação traseiros do rotor. ....	40
Figura 2.10 – Padrão nodal de um cilindro livre com as extremidades fechadas.....	43
Figura 2.11 – Sistema de isolamento elétrico entre estator e bobina.....	47
Figura 2.12 – Modelo de estator com a cabeça de bobina suprimida.....	48
Figura 2.13 – Avaliação dos efeitos das tampas em motor de relutância.....	50
Figura 2.14 – Exemplo do método SIMO.....	52
Figura 2.15 – Montagens típicas de transdutores com material piezo-elétricos. ....	53
Figura 2.16 – Sensibilidade relativa de um acelerômetro x frequência.....	54
Figura 2.17 – Esquema físico de um EER.....	55
Figura 3.1 – Carcaça especial sem caixa de ligação .....	58
Figura 3.2 – Aparência do protótipo final.....	58
Figura 3.3 – Esquema de geração e aquisição de sinais para excitador eletrodinâmico. ....	65
Figura 3.5 – Exemplo das coordenadas dos pontos de medição na carcaça (cotas em mm). ....	66

Figura 3.6 – Exemplo de localização dos pontos de medição no motor sem rotor na condição fixa. ....	66
Figura 3.7 – Controle do torque dos parafusos de fixação da carcaça na base de testes. ....	68
Figura 3.8 – Detalhes para a correta geração dos sinais de força. ....	68
Figura 3.9 – Tela do programa para aquisição dos dados. ....	69
Figura 3.10 – Tela do programa para extração dos parâmetros modais. ....	70
Figura 3.11- Caracterização das deformações modais estudadas – a) Giro em torno do eixo perpendicular ao plano longitudinal vertical do sistema; b) Lateral; c) Giro em torno do eixo vertical de simetria. ....	72
Figura 3.12 – Posição e identificação dos EER instalados na carcaça. ....	73
Figura 3.14 – Perfil dos encaixes da carcaça número 03. ....	75
Figura 3.15 – Sistema de medição e monitoramento de deformação durante a prensagem do estator na carcaça. ....	76
Figura 3.16 – Sistemas de medição e monitoramento de deformação durante a instalação das tampas. ....	76
Figura 3.17 – Campo médio percentual de variação dos resultados experimentais de frequências naturais de cada componente ou conjunto de componentes do motor na condição livre. ....	78
Figura 3.18 – Campo médio percentual de variação dos resultados experimentais de frequências naturais de cada componente ou conjunto de componentes do motor na condição fixa. ....	79
Figura 3.19 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de uma carcaça usinada com tampas frontais diferentes na condição fixa. ....	80
Figura 3.20 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de uma carcaça usinada com tampas traseiras diferentes na condição fixa. ....	80
Figura 3.21 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de duas carcaças pré-usinadas diferentes na condição livre. ....	81
Figura 3.22– Fotos da avaliação do ensaio na condição de contorno livre. ....	82

Figura 3.23 – Resultados de frequências naturais da avaliação do ensaio na condição de contorno livre suspendendo e apoiando a carcaça em base elástica. ....	82
Figura 3.24 – Comparação das frequências naturais e curvas de inertância obtidas a partir de dois métodos de excitação na condição fixa do protótipo número 01 completo.....	84
Figura 3.25 – Ensaio para avaliação da influência da temperatura nas frequências naturais do protótipo número 04 completo.....	85
Figura 3.26 – Comparando curvas de inertância (mesmo ponto) antes a após a estabilização térmica de cada protótipo completo na condição fixa. ....	86
Figura 3.27 – Resultados das frequências naturais da carcaças pré-usinadas na condição livre (a) e na condição fixa (b). ....	88
Figura 3.28 – Resultados das frequências naturais antes e depois da usinagem final das carcaças 03 e 04 na condição livre. ....	90
Figura 3.29 – Resultados das frequências naturais antes e depois da usinagem final das carcaças 03 e 04 na condição fixa. ....	90
Figura 3.30 – Resultados das frequências naturais para as carcaças números 03 e 04 + tampas frontais na condição livre.....	92
Figura 3.31 – Resultados das frequências naturais para as carcaças números 03 e 04 + tampas frontais na condição fixa.....	92
Figura 3.32 – Resultados das frequências naturais para as carcaças 03 e 04 + tampas frontais+ tampas traseiras na condição livre. ....	93
Figura 3.33 – Resultados das frequências naturais para as carcaças 03 e 04 + tampas frontais+ tampas traseiras na condição fixa. ....	93
Figura 3.34 – Comparação do efeito tratamento térmico de alívio de tensões nas frequências naturais das carcaças 03 e 04 usinadas e na condição livre.....	94
Figura 3.35 – Comparação do efeito tratamento térmico de alívio de tensões nas frequências naturais das carcaças 03 e 04 usinadas e na condição fixa.....	95

Figura 3.36 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampas frontais na condição livre.	96
Figura 3.37 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampa frontal + tampas traseiras na condição livre.	97
Figura 3.38 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampas frontais na condição fixa.	98
Figura 3.39 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampa frontal + tampas traseiras na condição fixa.	99
Figura 3.40 – Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação dos pés da carcaça 03 nas frequências naturais dos conjuntos com a tampa frontal 06 e tampas traseiras diferentes.	101
Figura 3.41– Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação dos pés da carcaça 04 nas frequências naturais dos conjuntos com a tampa frontal 06 e tampas traseiras diferentes.	102
Figura 3.42 – Quatro primeiros modos de vibração da carcaça fixa pelos pés com as tampas, extraídos experimentalmente na condição de carcaça fixa.	103
Figura 3.43 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator.	104
Figura 3.44 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator + tampa frontal.	105
Figura 3.45 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator + tampa frontal + tampa traseira.	106
Figura 3.46 – Resultados de frequências naturais dos protótipos após os rotores instalados na condição fixa.	108
Figura 3.47 - Resultados de frequências naturais dos protótipos após a troca (inversão) dos rotores na condição fixa.	109
Figura 3.48 – Detalhes da medição nos encaixes dos protótipos.	110
Figura 3.49 – Avaliação da deformação dos encaixes dos dois primeiros modos.	110
Figura 3.50 – Resultados de frequências naturais após retirar o anel de fixação externo traseiro na condição fixa.	111
Figura 3.51 – Cross MAC entre os protótipos sem anel de fixação externo traseiro e fixos pelos pés em base rígida.	112

Figura 3.52 – Resultados finais de frequências naturais para os protótipos completos com o rotor 02 na condição fixa.	113
Figura 3.53 – Resultados finais de frequências naturais para os protótipos completos com o rotor 01 (montagem correta) na condição fixa.	113
Figura 3.54 – Modos de vibração identificados para o protótipo fixo em base rígida sem esforços axiais.	115
Figura 4.1 – Fluxograma do processo numérico dentro da interface WB.	118
Figura 4.2 – Exemplo de diferença no modelo CAD.	120
Figura 4.3 – Otimização da malha a partir da simplificação do modelo CAD.	121
Figura 4.4 – Gráfico comparando o tempo de processamento com o desvio numérico da carcaça na condição livre..	122
Figura 4.5 – Padrão de malha utilizada.	123
Figura 4.6 – Modelo numérico e aparência da malha do estator.	124
Figura 4.7 – Avaliação da substituição das aletas por massas distribuídas.	125
Figura 4.8 – Entrada dos dados das propriedades ortotrópicas do estator no DX.	127
Figura 4.9 – Vista lateral em corte da tampa frontal e detalhe das dimensões avaliadas no ajuste do modelo numérico...	128
Figura 4.10 – Resultado da matriz de correlação de parâmetros para o modelo do estator.	129
Figura 4.11 – Resultado da sensibilidade da frequência natural dos modos de vibração com os principais parâmetros ortotropicos para o modelo do estator.	130
Figura 4.12 – Localização dos pontos de amostragem para o problema com três variáveis de entrada para o método CCD.	131
Figura 4.13 – Superfície de resposta para o modelo do estator.	132
Figura 4.14 – Diagrama de fluxo para um método de algoritmo genético simplificado.	133
Figura 4.15 – Resultado do processo de ajuste numérico da tampa frontal.	134
Figura 4.16 – Regiões de suporte fixo definindo a condição de contorno fixa.	136
Figura 4.17 – Detalhes da localização dos contatos entre tampas e carcaça.	138

Figura 4.18 – Exemplo da localização dos pontos de excitação e resposta para obtenção das curvas de FRF na tampa frontal. ....	139
Figura 4.19 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as tampas frontais na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,21%. ....	142
Figura 4.20 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as tampas traseiras na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,15%. ....	142
Figura 4.21 – Curvas de FRF numérica e experimentais para carcaças na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,53%. ....	143
Figura 4.22 – Curvas de FRF numérica e experimentais para os estatores na condição livre – Fator de amortecimento médio = 2,06%. ....	143
Figura 4.23 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 1,87%. ....	144
Figura 4.24 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças e estatores na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,90%. ....	144
Figura 4.25 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças, estatores e tampas frontais na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,56%. ....	145
Figura 4.26 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças, estatores e tampas frontais e traseiras na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,60%. ....	145
Figura 4.27 – Curvas de FRF numérica e experimentais para os protótipos completos montados com o rotor 02 na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 1,87%. ....	146
Figura 4.28 – Direção, sentido e localização das forças axiais aplicadas para simular o efeito da instalação das molas de pré-carga. ....	148
Figura 4.29 – Resultado da simulação das forças axiais aplicadas para simular o efeito da instalação das molas de pré-carga. ....	148
Figura 4.30 – Parâmetros de entrada para otimização da tampa traseira. ....	149

Figura 4.31 – Modelo utilizado para simular o esforço axial no processo de otimização da tampa traseira.....	149
Figura 4.32 –Novo formato da tampa resultante do processo de otimização. ....	150
Figura 4.33 – Detalhes comparando a nova tampa produzida com a tampa antiga. ....	150
Figura 4.34 – Modelo da tampa traseira nova com detalhes, em vermelho, dos contatos representando as regiões de fixação dos parafusos. ....	151
Figura 4.35 – Resultados de frequências naturais dos protótipos montados com as tampas traseiras de novo formato e com os dois rotores na condição fixa. ....	152
Figura 4.36 – Três primeiros modos numéricos do modelo final. ....	153
Figura C.1 – Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação da das tampas sobre as frequências naturais do conjunto.....	174





## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades do ferro-fundido utilizado na fabricação dos protótipos.....	60
Tabela 3.2 – Principais dados de fabricação relacionados às carcaças protótipos.....	61
Tabela 3.3 – Principais dados de fabricação relacionados às tampas.....	61
Tabela 3.4 – Interferência mecânica entre carcaças e tampas..	62
Tabela 3.5 – Principais dados de fabricação relacionados aos estatores.....	63
Tabela 3.6 – Principais dados de fabricação relacionados aos rotores. ....	63
Tabela 3.7 – Interferência mecânica entre estatores e carcaças. ....	63
Tabela 3.8 – Instrumentos utilizados. ....	64
Tabela 3.9 – Resultados do EER 6CM após prensagem dos estatores nas carcaças. ....	74
Tabela 3.10 – Resultados do EER 1T e 2T após montagem das tampas nas carcaças. ....	74
Tabela 3.11 – Frequências naturais identificadas para as carcaças pré-usinadas na condição livre e respectivas variações em torno de um valor médio.....	77
Tabela 3.12 – Configuração dos protótipos montados. ....	108
Tabela 4.1 – Comparação dos resultados com malhas diferentes. ....	123
Tabela 4.2 – Avaliação do efeito de substituição das aletas por massas distribuídas. Variação percentual em relação ao modelo completo com aletas. ....	125
Tabela 4.3 – Variação das propriedades do ferro-fundido utilizado no ajuste dos modelos numéricos. ....	127
Tabela 4.5 – Resultados do ajuste numérico das frequências naturais na condição livre. ....	135
Tabela 4.6 – Resultados do ajuste numérico das frequências naturais na condição fixa. ....	135
Tabela 4.7 – Resultados do modelo numérico das frequências naturais final na condição fixa.....	136
Tabela A.1 – Formas modais das peças individuais na condição livre.....	165
Tabela A.2 – Fatores de amortecimento médio das peças individuais na condição livre. ....	165

Tabela A.3 – Formas modais dos conjuntos de montagem na condição livre. ....	166
Tabela A.4 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem na condição livre. ....	166
Tabela A.5 – Formas modais dos conjuntos de montagem antes da inserção do estator na condição fixa. ....	167
Tabela A.6 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem antes da inserção do estator na condição fixa. ....	167
Tabela A.7 – Formas modais dos conjuntos de montagem depois da inserção do estator na condição fixa. ....	168
Tabela A.8 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem depois da inserção do estator na condição fixa. ....	168
Tabela B.1 – Resumo dos experimentos executados. ....	169

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

### **Abreviaturas e siglas:**

APDL	– <i>Ansys Parametric Design Language</i>
FRF	– <i>Função Resposta em Frequência</i>
rpm	– <i>Rotações por minuto</i>
IEC	– <i>International Electrotechnical Commission</i>
NEMA	– <i>National Electrical Manufacturers Association</i>
MEF	– <i>Método dos Elementos Finitos</i>
API	– <i>American Petroleum Institute</i>
MAC	– <i>Modal Assurance Criterion</i>
CNC	– <i>Comando Numérico Computadorizado</i>
CAD	– <i>Computer-Aided Design</i>
INMETRO	– <i>Instituto Nacional de Metrologia</i>
WB	– <i>Workbench</i>
SIMO	– <i>Single Input Multiples Outputs</i>
EER	– <i>Extensômetros Elétricos de Resistência</i>
DOE	– <i>Design of Experiments</i>
DX	– <i>Design Explorer</i>
CCD	– <i>Central Composite Design</i>
GDO	– <i>Goal Drive Optimization</i>
MOGA	– <i>Multi-Objective Genetic Algorithm</i>

### **Símbolos:**

$i$	– Número inteiro, correspondente ao modo de vibrar na direção $i$
$j$	– Número inteiro, correspondente ao modo de vibrar na direção $j$
$n$	– Número inteiro, correspondente a quantidade de modos desejados
$\{X\}$	– Vetor complexo de formas modais
$\{Z\}$	– Vetor complexo de formas modais
$MAC_{(\{X\},\{Z\})}$	– Critério MAC correlacionando o vetor $\{X\}$ com o vetor $\{Z\}$
$[M]$	– Matriz de massa do sistema
$[K]$	– Matriz de rigidez do sistema
$[C]$	– Matriz de amortecimento do sistema

$\{u\}$	– Vetor que representa as coordenadas do deslocamento dos corpos que compõem o sistema
$\{\dot{u}\}$	– Derivada de primeira ordem do vetor $\{u\}$
$\{\ddot{u}\}$	– Derivada de segunda ordem do vetor $\{u\}$
$t$	– Tempo
$\omega$	– Frequência natural angular
$\{\phi\}$	– Formas modais ou modos de vibração associadas à frequência $\omega$
$\{\phi_i\}$	– Autovetor da forma modal $i$
$\omega_i$	– Frequência natural angular do modo $i$
$\lambda$	– Autovalor associado ao autovetor $\{\phi\}$
$[S]$	– Matriz de rigidez resultante do pré-tensionamento da estrutura do sistema
$\{F\}$	– Vetor de força que varia harmonicamente com o tempo
$[\Phi]$	– Matriz de autovetores
$y_i$	– Conjunto de coordenadas modais
$\dot{y}_i$	– Derivada de primeira ordem do conjunto $y_i$
$\ddot{y}_i$	– Derivada de segunda ordem do conjunto $y_i$
$\{Y\}$	– Coordenadas generalizadas do deslocamento modal
$\xi_j$	– Fator de amortecimento para o modo $j$
$f_j$	– Força generalizada aplicada a um sistema de $n$ graus de liberdade e modo $j$
$M_j$	– Massa generalizada do modo $j$ de um sistema de $n$ graus de liberdade
$K_j$	– Rigidez generalizada do modo $j$ de um sistema de $n$ graus de liberdade
$C_j$	– Amortecimento generalizado do modo $j$ de um sistema de $n$ graus de liberdade

## **CAPÍTULO 1**

### **1 INTRODUÇÃO**

No início da revolução industrial, o incremento da potência das máquinas com a utilização do vapor introduziu numerosos problemas de vibração. Porém, tais máquinas perderam espaço quando, anos mais tarde, em março de 1889, as descobertas de Hans Christian Oersted (eletromagnetismo, 1820) e Michael Faraday (indução eletromagnética, 1831) levaram à primeira patente de um motor trifásico, registrada por Michael von Dolivo-Dobrowolsky, criando a máquina ideal para acionamentos industriais (Wolff, 2004).

O sucesso do invento de Dobrowolsky multiplicou o número de fábricas de motores e inevitavelmente levou ao aumento das exigências por produtos mais eficientes e silenciosos. Então a partir de 1948 (Putz, 1948) surgem os primeiros trabalhos associando os níveis de ruído eletromagnético aos modos naturais de vibração do estator e consequentemente aos níveis de vibração.

Apesar da preocupação histórica, o estudo da vibração é um campo relativamente novo, possivelmente grande parte de todo o progresso realizado até agora ocorreu a partir de 1940 (Tustin, 2005). Atualmente as exigências do mercado com relação aos níveis de vibração e ruído de motores elétricos são normalizadas e em casos extremos, como em aplicações militares, muito rígidas. Portanto o conhecimento detalhado da dinâmica associada a um motor elétrico, tal como de possíveis frequências de ressonância e seus respectivos modos naturais de vibração são de fundamental importância para se atenderem os níveis de vibração exigidos pelo mercado.

Algumas constatações feitas pela empresa WEG (Santos, 2008a) indicam que certos tipos de motores fixos em base rígida possuem um modo lateral de vibração com frequência natural próxima de duas vezes a frequência de alimentação da rede elétrica. Tal problema torna-se mais evidente nos motores de dois pólos, pois desde que o campo magnético esteja girando na frequência da rede de alimentação, as forças magnéticas geradas produzem uma deformação elíptica rotativa do estator que pode ser interpretada como dois ciclos de vibração por cada

revolução do campo magnético, ou seja, o campo magnético girante produz vibração em duas vezes a frequência de alimentação.

Para exemplificar a característica vibratória de origem eletromagnética de um motor elétrico, seja o enrolamento de um motor de dois pólos (norte e sul) que produz um campo magnético girante (Figura 1.1a e b). A distribuição do fluxo magnético resulta na força que age para deformar estruturalmente o estator em uma forma elíptica, na mesma frequência do campo girante que, no caso do motor de dois pólos, coincide com a frequência da rede elétrica de alimentação, como mostrado na Figura 1.1b (Goldman, 1999). Assim, o movimento vibratório sobre um ponto fixo sobre o estator terá uma frequência igual a duas vezes a frequência da rede elétrica de alimentação do motor devido à simetria da deformação estrutural elíptica girante.

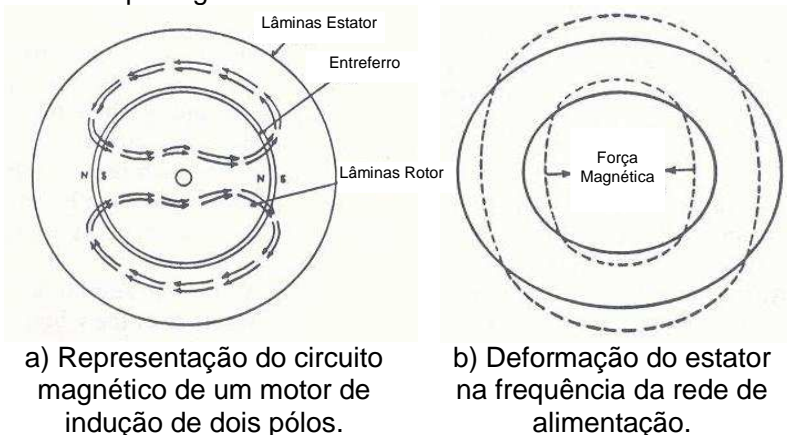


Figura 1.1 – Característica vibratória de origem eletromagnética de um estator de motor elétrico de um motor de dois pólos.

Reproduzido de Goldman, 1999.

A coincidência, ou proximidade, de um modo lateral natural com a vibração em duas vezes a frequência da rede de alimentação proporciona uma amplificação da resposta e consequentemente altos níveis de vibração do conjunto (fenômeno de ressonância).

Essa característica impõe graves restrições comerciais, uma vez que contratos comerciais são comumente atrelados ao

bom desempenho elétrico e mecânico do motor, incluindo os níveis de vibração.

## **1.1 Motivação**

Segundo Tustin (2005), o impacto e a vibração muitas vezes aceleram a falha de máquinas e equipamentos industriais. Consequentemente, minimizar ou controlar esses efeitos pode adiar uma falha prematura. A constatação dessa afirmação é verificada na indústria através de especificações cada vez mais severas de órgãos normativos de máquinas elétricas girantes, e até mesmo pela adoção de critérios por parte de grandes empresas mais severos que aqueles previstos em normas.

A obtenção de níveis de vibração em motores elétricos que satisfaçam os critérios previstos em normas e/ou critérios especiais, aplicações militares, por exemplo, torna-se mais difícil de ser atingida à medida que se incrementa a potência do motor. O aumento de potência está associado ao aumento do tamanho da máquina elétrica, que inevitavelmente afeta a relação massa por rigidez do conjunto e, consequentemente, suas frequências naturais e modos de vibração associados. Por outro lado, a fonte de excitação é mantida, tornando mais provável a coincidência com alguma frequência natural. Nesses casos é fundamental o entendimento completo do comportamento físico associado ao problema e a sua susceptibilidade às variações intrínsecas do processo de fabricação. Resta a dúvida se essas variações irão provocar efeitos indesejáveis e potencialmente danosos/destrutivos ao conjunto.

Com base no exposto é imprescindível para um fabricante de motores elétricos a capacidade de prever o comportamento dinâmico do seu produto, levando em consideração condições de contorno e a robustez do projeto, ainda na fase conceitual.

## **1.2 Objetivo**

Este trabalho tem como objetivo principal desenvolver uma metodologia numérica para a predição dos três primeiros modos de vibração de um motor elétrico, fixo pelos pés, levando em consideração parâmetros de fabricação, como por exemplo, a variação da interferência mecânica entre estator e carcaça. O

desenvolvimento da metodologia será assistido e validado por análise experimental.

### 1.2.1 Objetivos específicos

1. Fabricar quatro protótipos de motor elétrico, sem caixa de ligação, e controlar os parâmetros de fabricação pertinentes, de forma a minimizar variações de processo para diminuir erros inerentes a comparação do problema físico com o numérico;
2. Realizar análise modal experimental para fornecer parâmetros de avaliação do modelo numérico;
3. Desenvolver um modelo numérico e avaliar o impacto de parâmetros numéricos, tais como dimensões de malha e tipo de contato;
4. Validar o modelo numérico a partir da comparação dos parâmetros modais e Funções de Resposta em Frequência (FRF) extraídas dos dados obtidos experimentalmente;
5. Utilizar o modelo numérico validado para entender os efeitos da variação dos principais parâmetros de fabricação pertinentes e para sugerir melhorias de ordem estrutural do produto;
6. Fabricar um protótipo baseado nos resultados das simulações das sugestões de melhorias estruturais do produto;
7. Comparar os resultados da análise modal experimental do novo protótipo, com o previsto pela solução do modelo numérico.

## 1.3 Organização do Trabalho

Essa dissertação é organizada como segue. No Capítulo 2 é realizada uma revisão conceitual dos trabalhos associados a dinâmica de motores elétricos. Tal revisão aborda normas, área experimental e numérica. O Capítulo 3 descreve todo o procedimento experimental, desde a confecção dos protótipos e levantamento de dados de materiais e dimensionais, até a metodologia de coleta e extração dos parâmetros modais. No Capítulo 4 é apresentada a metodologia numérica para análise



modal, análise harmônica, ajuste e validação dos modelos numéricos e uma proposta de melhoria do protótipo é discutida. Ainda nesse capítulo são comparados os dados experimentais com os numéricos. No Capítulo 5 o trabalho é finalizado com a apresentação das conclusões e sugestões para trabalhos futuros. As referências bibliográficas utilizadas são apresentadas no Capítulo 6.



## CAPÍTULO 2

### 2 REVISÃO CONCEITUAL

A seguir, será apresentada uma breve descrição do motor elétrico como sistema mecânico e suas principais características. Do ponto de vista dinâmico serão discutidas algumas particularidades de determinados componentes do motor e como alguns autores consideram e implementam essas informações na solução do problema que compreende um motor elétrico fixo em base rígida.

#### 2.1 Principais Componentes de um Motor Elétrico de Indução

A título de padronização da nomenclatura, a Figura 2.1 apresenta uma vista explodida e indica os principais componentes de um motor elétrico trifásico.

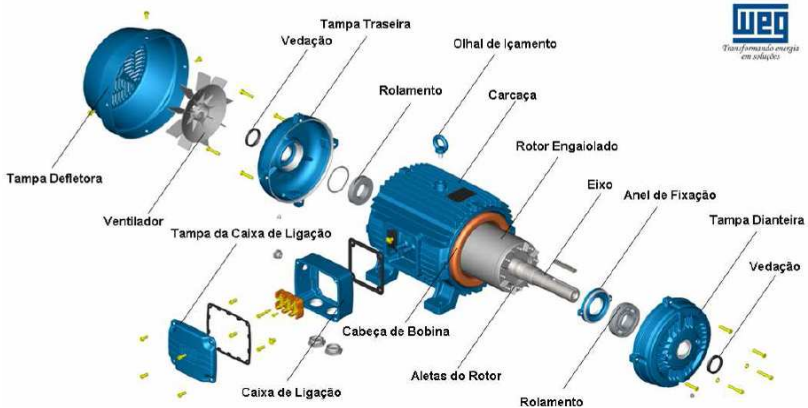


Figura 2.1 – Principais componentes de um motor elétrico trifásico.

Cortesia: WEG.

O objeto de estudo é um motor elétrico tamanho IEC 225S/M, dois pólos (60 Hz/3600 rpm), 440 V, 60 cv, aproximadamente 320 kg e sem caixa de ligação. A especificação “IEC 225S/M” corresponde a um motor elétrico com a linha de centro do eixo do motor situado a 225 mm da

base deste motor e com furação dos pés para a fixação segundo dois conjuntos de dimensões especificadas pelas letras “S” e “M”, conforme norma IEC (*International Electrotechnical Commission*) série 60072.

Os principais componentes estudados são detalhados a seguir.

### 2.1.1 Estator

Constitui, juntamente com o rotor, o núcleo magnético do motor. É fabricado com chapas de aço, de baixo teor de carbono, sobrepostas de modo a formar um pacote geralmente grampeado (Figura 2.2).

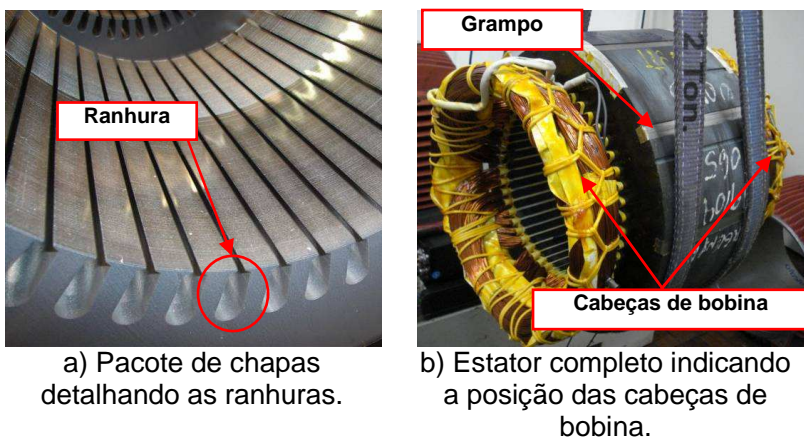


Figura 2.2 – Detalhes do estator.

O estator também aloja as bobinas do enrolamento em suas ranhuras, sendo que o número de ranhuras varia conforme o projeto eletromecânico do motor. A Figura 2.3 ilustra os termos utilizados nesse trabalho para denominar algumas regiões do estator. As dimensões da coroa, dos dentes e, conseqüentemente, das ranhuras, afeta tanto as características magnéticas (indução magnética) como as características dinâmicas (vibração), influenciando no seu desempenho (Filho, 2000).

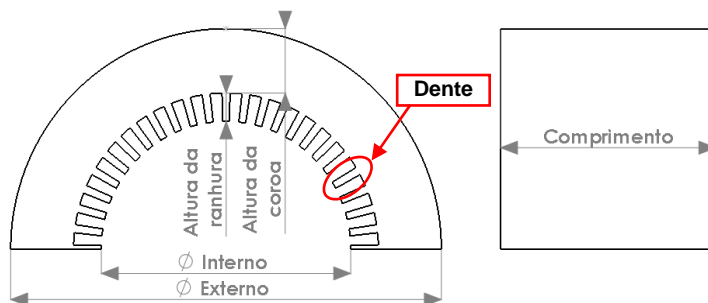


Figura 2.3 – Nomenclatura das principais dimensões de um estator.

### 2.1.2 Carcaça e tampas

A carcaça é a estrutura que suporta o conjunto estator/rotor, além de exercer a função do invólucro do conjunto. Podem ser totalmente fechadas ou abertas. Quando totalmente fechadas, as carcaças normalmente são aletadas para facilitar a retirada de calor do motor. Normalmente, são produzidas em ferro fundido, embora existam carcaças de alumínio injetado ou de aço. A carcaça é completada por uma tampa traseira e outra dianteira. Nessas tampas encontram-se os alojamentos dos rolamentos que sustentam o eixo.

As Figuras 2.4 e 2.5 identificam os principais termos relacionados às dimensões que foram avaliadas nesse trabalho e a Figura 2.6 apresenta a forma do encaixe entre carcaça e tampa do motor estudado.

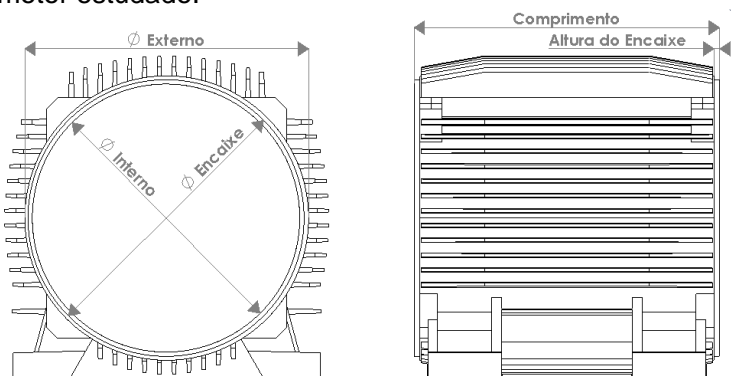


Figura 2.4 – Nomenclatura das principais dimensões da carcaça.

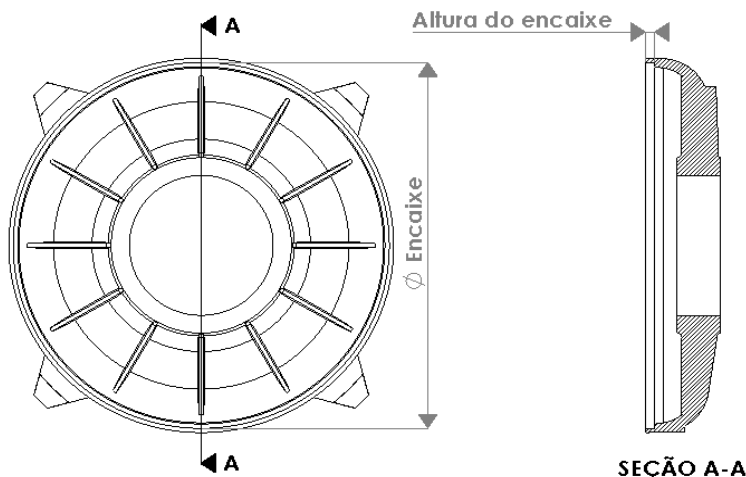


Figura 2.5 – Nomenclatura das principais dimensões das tampas frontais e traseiras.

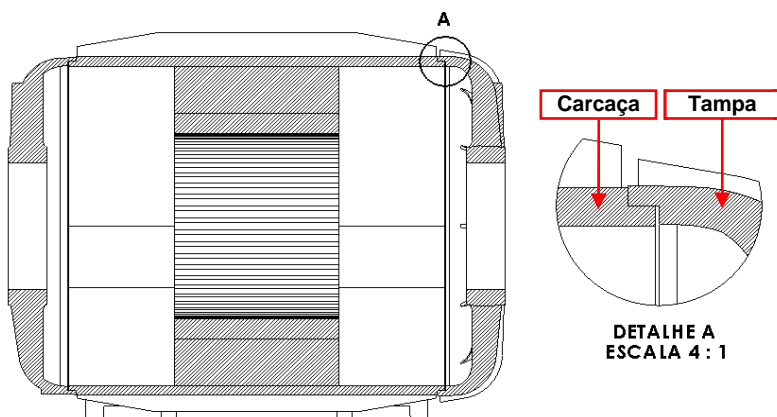


Figura 2.6 – Detalhe da forma de encaixe entre carcaça e tampa do motor estudado.

A estrutura das tampas frontal (ou dianteira) e traseira é diferente. A tampa frontal possui aletas e a traseira não. A Figura 2.7 apresenta a aparência desses componentes.

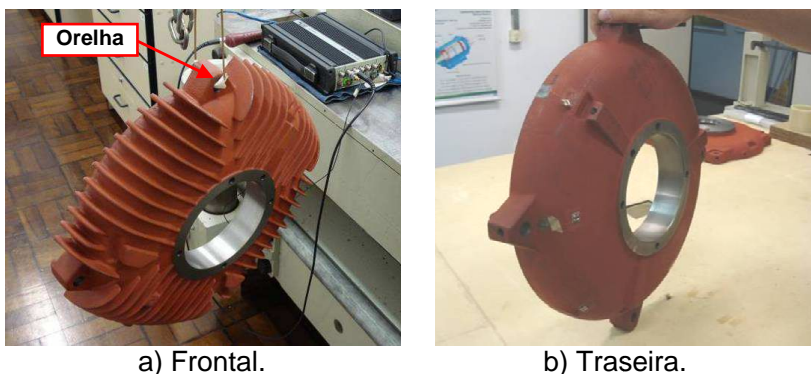


Figura 2.7 – Tampas.

As quatro orelhas em cada tampa são responsáveis pelo suporte dos parafusos que tornam possível a fixação desses componentes à carcaça.

### 2.1.3 Rotor

O rotor de um motor de indução é um pacote formado por chapas de aço e uma gaiola de esquilo que, na maioria das vezes, é obtida a partir de um processo de injeção de alumínio (Cezário, 2007). Esse pacote é montado com interferência sobre um eixo de material maciço, geralmente aço, com dois rolamentos nas extremidades, apoiados nas tampas. A fixação dos rolamentos nas tampas é auxiliada por uma combinação de dois anéis, um interno à carcaça e o outro externo, instalados em ambas as tampas. Axialmente os rolamentos sofrem uma pré-carga mínima necessária, conforme recomendações dos fabricantes de rolamentos, através de três molas posicionadas no anel externo de fixação traseiro. Por esse motivo o anel de fixação interno do rolamento traseiro possui um encaixe 2,5 mm menor, para permitir que as molas de pré-carga trabalhem axialmente e permita que o eixo do motor dilate axialmente para trás, sem transmitir a carga axial de dilatação para a máquina acoplada. Os anéis do rolamento dianteiro garantem que não haverá movimento desse rolamento em nenhum dos dois sentidos axiais, mesmo com a dilatação do eixo, mantendo este rolamento solidário à respectiva tampa. O rolamento dianteiro é responsável por absorver possíveis cargas axiais da aplicação,

em qualquer dos dois sentidos axiais, transmitindo-as para a tampa, carcaça e pés da carcaça. As Figuras 2.8 e 2.9 detalham esses componentes.

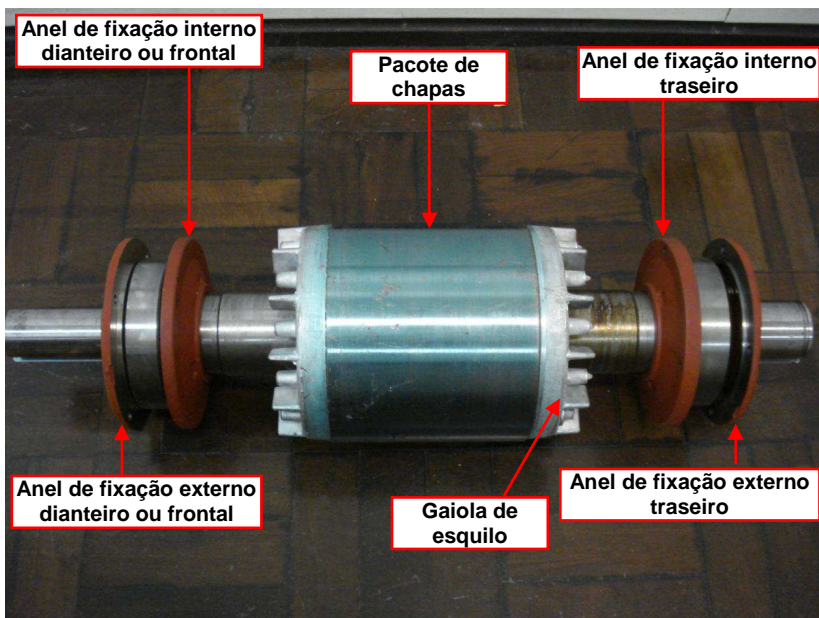
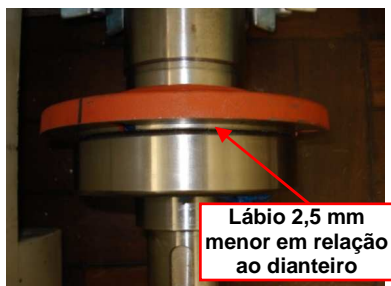
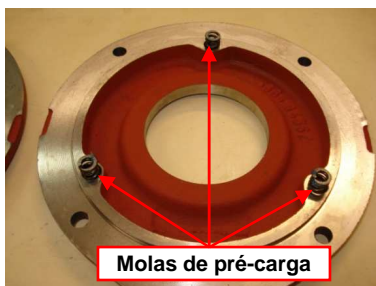


Figura 2.8 – Rotor e seus principais componentes.



a) Anel de fixação interno traseiro.



b) Anel de fixação externo traseiro.

Figura 2.9 – Detalhes do conjunto de anéis de fixação traseiros do rotor.



## 2.2 As Frequências Naturais em um Motor Elétrico de Indução

Em 1948 Putz em um esforço para entender o ruído magnético de máquinas síncronas, considerou o estator como uma casca fina e utilizou as equações de frequência natural para anéis publicadas em 1871 por Hoppe. Essa consideração foi invariavelmente utilizada na maioria das literaturas disponíveis até 1955, quando Ederly, em 1957, tratou o estator como um sistema de dois anéis separados por aletas radiais e tangenciais no intuito de dar maior importância ao efeito da carcaça no conjunto. Por questões de simplificação considerou apenas os modos de natureza radial e os dentes do estator como massa adicionada à coroa (Verma e Girgis, 1973). Inevitavelmente tais métodos inseriam grandes parcelas de erro aos resultados. Verma e Girgis (1973) propuseram métodos mais precisos, porém a solução analítica, nesse caso, é muito complexa e limitada a um motor elétrico sem tampas e rotor.

Em motores verticais, para evitar problemas de ressonância entre a excitação devido ao desbalanceamento na frequência de rotação mecânica e uma particular frequência natural do motor, a norma norte americana *National Electrical Manufacturers Association* (NEMA) série MG1 parte 20 considera o motor elétrico como uma barra engastada. A partir dessa consideração, propõe a solução analítica da frequência natural do sistema de um grau de liberdade para o cálculo da primeira frequência natural do motor, considerando a barra (motor) como uma mola em flexão e toda a massa concentrada no seu centro de massas. Essa frequência natural é a mais importante para fabricantes de equipamentos verticais. Porém, devido às simplificações e à impossibilidade de inserir variáveis que existem no domínio físico, essa solução pode levar a grandes erros. Finley *et alii* (1999) concluíram que tais erros inevitavelmente serão menores devido às simplificações adotadas e Silva (2005), em avaliações feitas nos laboratórios de vibração da empresa WEG, identificou desvios de até 50%, dependendo do comprimento do motor.

A grande complexidade do sistema mecânico representado por um motor elétrico limita a quantidade de ferramentas que podem ser utilizadas na predição dos primeiros modos naturais de vibração. Normalmente, os métodos analíticos

dependem de simplificações e considerações para tornarem a solução possível. Uma das opções viáveis de solução para esse tipo de problema, talvez a melhor, é a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF).

Após o surgimento das soluções numéricas com a introdução do conceito do MEF por Clough, em 1960, seguida de décadas de contínuo desenvolvimento, os fabricantes de motores elétricos contemporâneos podem usufruir de uma poderosa ferramenta para solução de problemas tão complexos quanto o representado pelo comportamento dinâmico de um motor elétrico. Quando utilizado corretamente, o MEF é capaz de produzir resultados confiáveis, principalmente para os primeiros modos naturais de vibração.

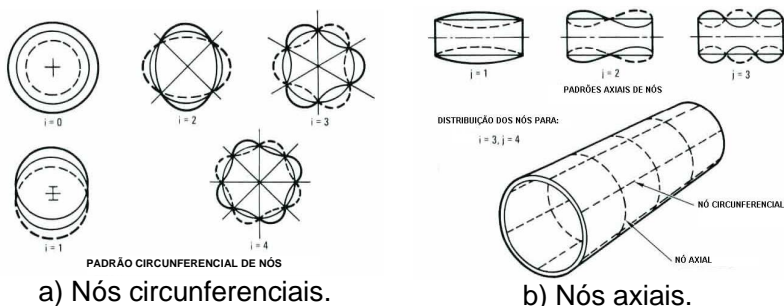
A seguir, serão apresentadas as principais particularidades, do ponto de vista do fabricante e de alguns autores, que devem ser consideradas no estudo das frequências naturais em um motor elétrico utilizando o MEF.

### 2.2.1 Condições de contorno

A maioria das soluções analíticas com objetivo de otimização do ruído magnético do motor elétrico adota a condição de contorno livre no modelamento do motor. Na condição livre os modos naturais de vibração da carcaça, sem o estator, se comportam como um cilindro circular com as extremidades fechadas. Essa condição de contorno pode ser aproximada como a fixação de um diafragma fino, plano e circular nas extremidades de um cilindro (Blevins, 2001). O resultado são padrões nodais semelhantes aos mostrados na Figura 2.10.

Na Figura 2.10 o termo “i” corresponde aos modos circunferenciais e “j” aos modos com variação na direção axial. A combinação desses dois termos identifica o primeiro modo, segundo modo, terceiro modo, etc.

As normas de ensaios de vibração de motor elétrico, entre elas a norma IEC 60034-14 e a norma NEMA MG1-7, estabelecem condições de ensaio de vibração do motor em suspensão livre e do motor fixo em base rígida.



a) Nós circunferenciais.

b) Nós axiais.

Figura 2.10 – Padrão nodal de um cilindro livre com as extremidades fechadas.

Reproduzido de Blevins (2001).

A condição de teste do motor em suspensão “livre” é obtida pela suspensão do motor por uma mola adequada, ou pela montagem deste sobre um suporte elástico adequado (molas, borrachas, etc.). A frequência natural de oscilação do conjunto suspenso nos seis graus de liberdade possíveis deve ser inferior a 1/3 da frequência correspondente à frequência mecânica de rotação do motor sob ensaio (IEC60034-14, 2003), o que garante uma atenuação (isolamento) de vibração proveniente da base em frequências iguais ou acima da frequência de rotação mecânica do motor.

A condição de teste “livre” deve ser preferida nas validações dos modelos livres correspondentes. Porém, esta condição não representa de forma adequada o conjunto do motor em uma instalação real com o motor fixo, quando o objetivo é o de analisar possíveis modos laterais ou de deformação de vibração do motor. Existem situações em que é necessário testar um determinado componente exatamente na forma como ele opera, quando em funcionamento (Jordan, 2010). O motor elétrico se encaixa nesta situação, pois na condição fixa ocorrem modos diferentes e associados às frequências mais baixas que as observadas na condição livre. Por motivo semelhante, as normas IEC 60034-14, API 541 *American Petroleum Institute* e NEMA MG1-7 definem margens de separação entre as frequências intrínsecas de excitação do motor e as frequências naturais do conjunto motor e base quando este se encontra fixo em uma base. A norma NEMA se refere somente às frequências

naturais da base, apesar destas dependerem das características do motor que lhe é fixado.

A condição de aceitação de base rígida é definida pelos níveis de resposta de velocidade de vibração medidos, nas direções horizontal e vertical, no pé do motor. Esse nível não deve ultrapassar 25% do nível medido no alojamento do mancal e na mesma direção de medição. Isto significa que a base é rígida e massiva o suficiente para não amplificar a vibração do motor e, ao contrário, ser capaz de absorver e atenuar as vibrações provenientes das principais frequências de vibração (ou excitação) do motor.

Algumas normas recomendam níveis máximos aceitáveis de vibração em cada uma destas duas condições de ensaio. A norma IEC 60034-14, por exemplo, destinada a fabricantes de máquinas elétricas rotativas, é utilizada pela maioria dos clientes como critério de aceitação dos níveis de vibração em motores elétricos. O Capítulo 6 (da norma) é exclusivamente dedicado à caracterização das condições de montagem da máquina sob teste, pois além da vibração de uma máquina elétrica estar intimamente ligada com sua montagem, os resultados devem ser reproduzíveis para fornecerem medidas comparáveis.

Dos trabalhos identificados nesta revisão bibliográfica, parte da obra de Kukula (2007) é a mais enfática, do ponto de vista numérico, com relação à condição de contorno na região dos pés de um motor elétrico. Em modelos de elementos finitos é comum a prática de se adotar movimento nulo na superfície inferior dos pés como forma de simular a condição fixa em base rígida. Com o propósito de avaliar essa aproximação, Kukula (2007) a comparou com um suporte flexível, representado por um sistema de três molas, uma em cada direção cartesiana, aplicado no lugar de cada parafuso de fixação dos pés. A partir da variação dos valores de rigidez das molas do sistema de suporte e comparando com dados experimentais, o autor chegou à conclusão que a influência da flexibilidade do suporte é importante, porém considera o uso de deslocamentos nulos na superfície inferior dos pés como um caso limite de suporte com baixa flexibilidade.

## 2.2.2 Normas e critérios de fabricação

As normas destinadas aos fabricantes fornecem um conjunto de critérios para que determinado produto apresente uma qualidade mínima, para então serem aceitos pelos diferentes mercados ao redor do mundo. Outras normas sugerem condições aceitáveis de operação de máquinas e equipamentos quando instalados em campo (usinas, indústrias, etc.). Como o estudo em questão está restrito ao ambiente fabril do motor, as normas associadas às condições de teste fora desse ambiente não serão abordadas.

Dinamicamente, a qualidade de um motor elétrico é definida pela norma IEC60034-14 a partir dos níveis de vibração do motor em duas condições: fixo (em base rígida) e “livre” (suspensão em bases elásticas). A mesma determina que, na condição fixa, os valores das frequências naturais vertical e horizontal do conjunto tenham um afastamento mínimo de  $\pm 10\%$  da frequência de rotação do motor,  $\pm 5\%$  da componente em duas vezes a frequência de rotação e  $\pm 5\%$  das componentes em uma e duas vezes a frequência da rede elétrica de alimentação do motor.

A norma NEMA MG1-7 sugere as mesmas margens de separação da norma IEC 60034-14, porém referindo-se somente à base ou fundação, e não ao conjunto motor e base. Já a norma API 541, aplicada a máquinas de grande porte (acima de 500 hp de potência), sugere valores mais altos de afastamento entre as frequências naturais da base ou fundação com motor montado e as frequências de vibração (ou excitação) do motor:  $\pm 20\%$  para uma e duas vezes a frequência de rotação mecânica e  $\pm 20\%$  para uma e duas vezes a frequência da rede elétrica de alimentação do motor, tanto para máquinas verticais como horizontais.

Para o presente estudo será adotado o mesmo critério da norma IEC, ou seja, considera-se que o motor em questão, quando fixo em base rígida, não poderá apresentar valores de frequências naturais em  $\pm 10\%$  da frequência de rotação do motor,  $\pm 5\%$  de duas vezes a frequência de rotação mecânica e  $\pm 5\%$  de uma e duas vezes a frequência da rede elétrica de alimentação do motor.

### 2.2.3 Influência das propriedades mecânicas dos materiais

A definição e utilização correta das propriedades dos materiais que compõem um motor elétrico são fundamentais nos processos de otimização de um produto existente, ou na criação de uma nova plataforma pelos engenheiros responsáveis.

As propriedades do ferro fundido, que compõe carcaças e tampas, são relativamente fáceis de serem definidas experimentalmente. O estator, por sua vez, devido a forma construtiva do tipo “pacote de chapas”, apresenta características ortotrópicas. Isso significa que terá valores diferentes de rigidez entre as direções axial e radial (Roivainen, 2009; Wang, 1998; Gieras *et alii*, 2006; Garvey *et alii*, 2004; Long *et alii*, 1998 e Delves, 1964). De acordo com Garvey *et alii* (2004), uma grande faixa de valores do módulo de elasticidade na direção axial pode ser obtida dependendo do tratamento superficial de cada chapa, ou da pressão utilizada no processo de travamento do pacote. O rotor, assim como o estator, é fabricado com finas chapas de aço sobrepostas formando um pacote e, portanto, também apresenta características ortotrópicas (Garvey *et alii*, 2004).

Experimentalmente, a determinação das propriedades do estator não é trivial. Tang *et alii* (2003) determinaram um módulo de elasticidade isotrópico a partir de técnicas ultrassônicas. Roivanen (2009) identificou os parâmetros dos materiais do pacote de chapas e das bobinas a partir de uma aproximação numérica e experimental. Nesse processo o estator foi considerado um sistema ortotrópico na condição livre. Após o fim do ciclo de cada solução modal numérica, os parâmetros dos materiais do estator eram modificados manualmente e os modos de interesse eram recalculados até atingirem uma aproximação razoável com os valores de frequência naturais identificados experimentalmente. Wang (1998), após investigar a extração das propriedades dos materiais que compõem o estator, concluiu que esse componente deve ser modelado como um sistema ortotrópico.

#### 2.2.4 Aspectos críticos de um motor elétrico com relação à vibração

A montagem de um motor elétrico, com exceção do estator, é relativamente simples, porém ao migrar para o domínio numérico as interfaces entre peças, por exemplo, aumentam a complexidade do problema.

### *Estator*

Devido às suas características ortotrópicas e pela forma de montagem das bobinas em suas ranhuras, o estator é, sem dúvida, o fator complicador no estudo das frequências naturais de um motor elétrico. De acordo com Kukula (2007) a interface entre o pacote de chapas do estator e as bobinas do enrolamento é um contato fortemente não-linear, com a rigidez fortemente dependente de um filme isolante que é inserido entre as ranhuras e as bobinas (Figura 2.11).

Por sua vez, a interferência entre estator e carcaça, além de ser um contato não-linear, produz um tensionamento do conjunto. Gieras *et alii* (2006) calcula esse efeito a partir de uma análise estática prévia, conhecida como pré-tensão, para então calcular as frequências naturais. Resultados da análise modal numérica em sistemas onde as pré-tensões são negligenciadas podem mostrar grandes variações no valor das frequências naturais.

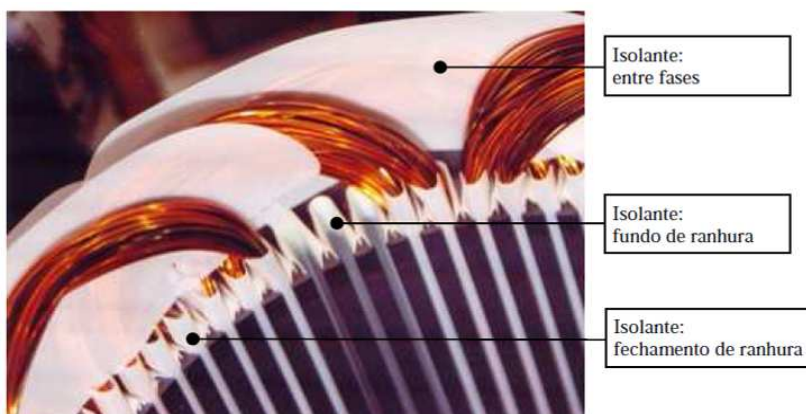


Figura 2.11 – Sistema de isolamento elétrico entre estator e bobina.

Reproduzido de Cezario (2007).

Roivainen (2009) modelou um estator na condição livre desconsiderando os efeitos do amortecimento. A cabeça de bobina foi suprimida e sua massa foi incluída na massa dentro dos canais do pacote de chapas. Com essa consideração a densidade referente à bobina foi definida pela divisão da massa

total da bobina pelo volume total dos canais e apenas os efeitos de rigidez e inércia foram incluídos na solução. A Figura 2.12 ilustra o modelo de Roivainen (2009). Os elementos na cor preta representam a bobina.

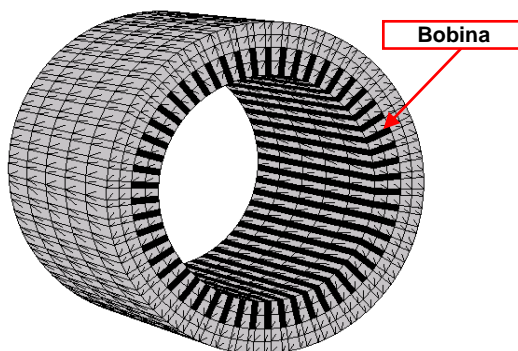


Figura 2.12 – Modelo de estator com a cabeça de bobina suprimida.

Reproduzido de Roivainen (2009).

De acordo com o autor, os resultados dessa simplificação indicaram que é uma boa técnica para estimar o comportamento dos modos com deformações circunferenciais, geralmente os mais importantes. Porém, não explicam os fenômenos físicos relacionados à compressão axial. Isso significa que o módulo de elasticidade, bem como o módulo de cisalhamento, associados à direção axial, necessitam de especial atenção.

### *Rotor*

Com o objetivo de simplificar a análise modal numérica de um motor completo, Kukula (2007) considerou apenas os efeitos de inércia do rotor e seus componentes, desprezando os efeitos de amortecimento e rigidez. Essa consideração com relação ao rotor, sugere que sua influência no sistema físico representado pelo motor, estator e tampas é limitado à adição de massa, sem efeitos significativos de rigidez e amortecimento. Tal argumento é baseado na observação da montagem do rotor e rolamentos nas tampas. No processo padrão de montagem são



instalados rolamentos nas extremidades do rotor. Esses rolamentos são a única ligação entre o rotor, as tampas e o resto do conjunto. Por consequência, grande parte da massa do rotor ficará apoiada entre as duas tampas.

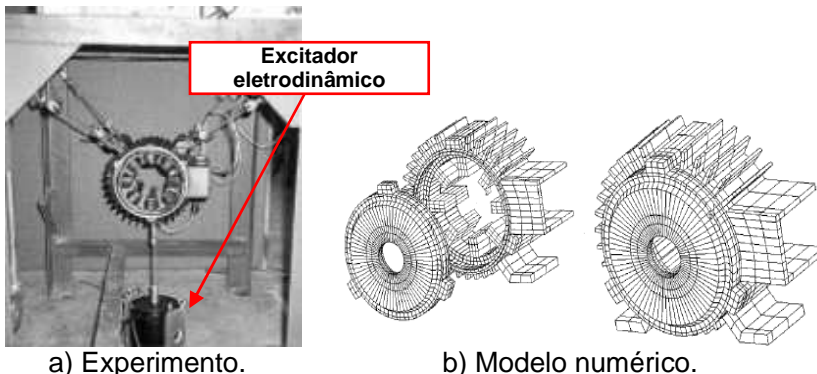
Nasser (2003) considera os efeitos de rigidez do rotor e Ishibashi *et alii* (2008) contemplam o modelo MEF sem o rotor. Esses autores, assim como Verma e Girgis (1973), têm em comum o objetivo de otimizar o motor elétrico em função do ruído de origem magnética. Essa divergência demonstra a falta de consenso entre alguns autores em como considerar o rotor no modelo completo do motor elétrico. Além do rotor, Ishibashi *et alii* (2008) também consideraram que os efeitos das tampas são desprezíveis nas alterações das frequências naturais do motor.

O estudo da dinâmica de rotores em motores elétricos é minucioso quando o assunto é rotação crítica, o que implica em análises considerando os efeitos característicos de um rotor em funcionamento. Porém, esse não é o caso do estudo proposto.

### *Carcaça e Tampas*

Do ponto de vista dinâmico, a carcaça tem participação fundamental na definição dos modos de vibração de interesse, uma vez que as condições de contorno em um motor elétrico são definidas pela fixação dos pés (para motores horizontais) ou pelo flange (para motores verticais). As tampas, por sua vez, são elementos essenciais para efetivação da rigidez do conjunto, pois são encaixadas nas extremidades das carcaças fornecendo resistência à deformação associada, principalmente, aos primeiros modos naturais de vibração do conjunto.

Os efeitos das tampas, ou encaixes entre carcaça e tampas, é um tema com bibliografia escassa. Um trabalho pioneiro abordando esse assunto foi desenvolvido por Cai *et alii* (1999) utilizando motores de relutância. Seu objetivo foi verificar o comportamento dos valores das frequências naturais do motor, antes e depois da instalação das tampas, e tentar reproduzir esse efeito em um modelo numérico. O experimento foi executado na condição livre para minimizar os efeitos dos suportes discutidos anteriormente. A Figura 2.13 ilustra o experimento e o modelo numérico utilizado por Cai *et alii* (1999).



a) Experimento.                      b) Modelo numérico.

Figura 2.13 – Avaliação dos efeitos das tampas em motor de relutância.

Reproduzido de Cai *et alii* (1999).

Motores de relutância possuem os mesmos componentes de motores elétricos de indução, mas, em vez de um campo magnético girante, os motores de relutância utilizam um campo magnético comutado que interage com o rotor.

Apesar da simplicidade da idéia, os resultados apresentados pelo autor são interessantes. Experimentalmente houve um acréscimo de 25 % nas frequências naturais associadas aos modos de segunda ordem. Este comportamento era esperado, uma vez que as tampas são montadas com certa interferência e introduzem uma maior parcela de rigidez quando comparada com a adição de massa. Porém, a questão a ser respondida pelo autor era qual o procedimento correto de modelagem numérica para incluir esse efeito.

Um procedimento até então usado nos modelos numéricos de elementos finitos consistia em considerar os contatos como sendo lineares, coincidindo cada nó do encaixe da tampa com seu respectivo nó no encaixe da carcaça. Alguns programas comerciais de elementos finitos chamam esse tipo de contato de “colado”. Dessa forma três peças (uma carcaça e duas tampas) são consideradas como um único corpo.

O autor percebeu que ao utilizar essa técnica, os valores das frequências naturais apresentaram valores até 20 % maiores do que os obtidos experimentalmente. A solução foi elaborar um modelo onde às áreas de contato próximas aos parafusos de fixação das tampas apresentassem movimentos idênticos,

enquanto que os restantes das áreas de contato poderiam vibrar independentemente. Esse modelo proposto apresentou erros menores que 2 % para as frequências naturais associadas ao segundo e o quarto modos. A conclusão óbvia indicou que os efeitos dos encaixes das tampas devem ser considerados no protótipo físico e no modelo numérico.

### *Sistema de Ventilação Forçada*

No motor estudado o sistema de ventilação forçada é composto por um ventilador radial montado na extremidade traseira do rotor e uma tampa defletora, fixada radialmente por quatro parafusos na tampa traseira, que direciona o fluxo de ar para a superfície da carcaça. Esse sistema representa uma pequena parcela da massa total do motor (cerca de 5 %) e sua forma é complexa, o que implicaria em um modelo numérico bastante detalhado. Devido à essas características esses componentes foram desprezados no estudo em questão, tanto numericamente como experimentalmente.

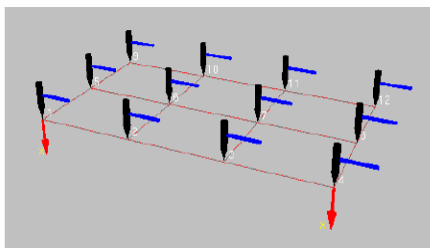
## **2.3 Análise Modal Experimental**

A metodologia numérica necessita de dados experimentais para o ajuste dos modelos e validação da solução. A principal ferramenta para fornecer os dados necessários que amparem a metodologia proposta é a análise modal experimental.

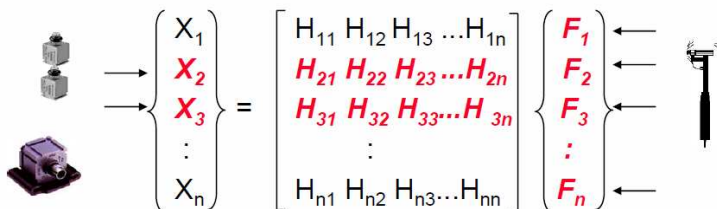
De acordo com Jordan (2010), tal análise visa identificar os parâmetros modais de uma estrutura real (frequências naturais, modos de vibração e amortecimento), a partir das respostas que a mesma apresenta quando sujeita a estímulos externos. No caso do experimento proposto, o método foi no domínio da frequência que é aplicado sobre funções resposta em frequência (FRF), as quais foram obtidas por processamento dos sinais de excitação (força) e de resposta (aceleração da estrutura) adquiridos experimentalmente, ou seja, a relação entre a Transformada de Fourier da resposta e a Transformada de Fourier da excitação.

Existem várias técnicas para a utilização desse tipo de análise. No experimento proposto foi utilizada a técnica *Single Input Multiples Outputs* (sigla em inglês SIMO). Nessa técnica

são coletados simultaneamente pelo módulo de aquisição, um sinal de força (entrada) e, no mínimo, dois sinais de resposta (saídas) (Herlufsen, 2003). A Figura 2.14 ilustra um exemplo da técnica SIMO aplicada a uma chapa.



a) Configuração dos pontos de medição.



b) Matriz de FRF formada pela configuração da medição.

Figura 2.14 – Exemplo do método SIMO.

Reproduzido de Herlufsen (2003).

Na Figura 2.14b o termo  $H_{nn}$ , também conhecido como FRF, representa a razão do sinal de resposta  $X_n$  pelo sinal de força  $F_n$ , e o termo “n” se refere ao número da respectiva linha e da respectiva coluna da matriz de FRF.

Normalmente, os dados da análise modal experimental são tratados por algoritmos específicos para a extração dos parâmetros modais. Quando muitas peças ou conjuntos semelhantes são avaliados, a quantidade de modos pode ser suficientemente grande para dificultar a avaliação dos resultados. Nesse caso, o principal critério utilizado é o *Modal Assurance Criterion* (sigla em inglês MAC).

Segundo Allemang (2003) sua função é prover uma medição da consistência (grau de linearidade) entre estimativas de um vetor modal. Essa técnica fornece um fator de confiança adicional na avaliação dos vetores modais extraídos de

diferentes locais de excitação (referência) ou de diferentes algoritmos de estimativa dos parâmetros modais. De acordo com o autor a definição do MAC é:

$$MAC_{(\{X\},\{Z\})} = \frac{\|\{X\}^*\{Z\}\|^2}{\|\{X\}\|\|\{Z\}\|}, \quad (2.1)$$

onde  $\{X\}$  e  $\{Z\}$  são os vetores de forma complexa resultantes do algoritmo de extração dos parâmetros modais sob comparação.

### 2.3.1 Transdutores

Os transdutores mais utilizados para efetuar a análise modal são os piezo-elétricos. Podem ser projetados para medir isoladamente forças ou movimentos (normalmente acelerações), havendo ainda a possibilidade de vir montado um par deles (a cabeça de impedância). Tais transdutores possuem em seu interior quantidades de material piezo-elétrico (o qual pode ser natural, como cristal de quartzo, ou sintético, como algumas cerâmicas) que geram cargas elétricas proporcionais às tensões mecânicas que lhes são aplicadas (tensões do tipo normal ou cisalhante). Dependendo do seu projeto, as tensões são proporcionais às forças ou movimentos a que são submetidos e, portanto, as cargas produzidas são também proporcionais a estas grandezas (Jordan, 2010).

A Figura 2.15 apresenta o esquema de montagem de um transdutor de força e de um acelerômetro utilizados nesse trabalho.

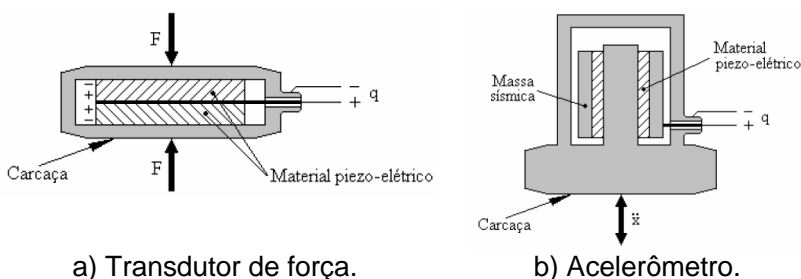


Figura 2.15 – Montagens típicas de transdutores com material piezo-elétricos.

Reproduzido de Jordan (2010).

No caso do acelerômetro os cristais piezelétricos atuam como molas e conectam as massas sísmicas com a base de fixação. Quando o acelerômetro é posto a vibrar, as massas sísmicas produzem uma força sobre cada elemento piezelétrico, que, por sua vez, produzem uma carga proporcional a aceleração aplicada na base de fixação. A mudança relativa no sinal elétrico de saída de um acelerômetro é mostrada na Figura 2.16. Assim como os acelerômetros, o transdutor de força também utiliza o elemento piezelétrico que, quando comprimido, gera um sinal elétrico proporcional a força aplicada. Sinais de força podem ser processados e medidos com exatidão utilizando a mesma instrumentação dos acelerômetros.

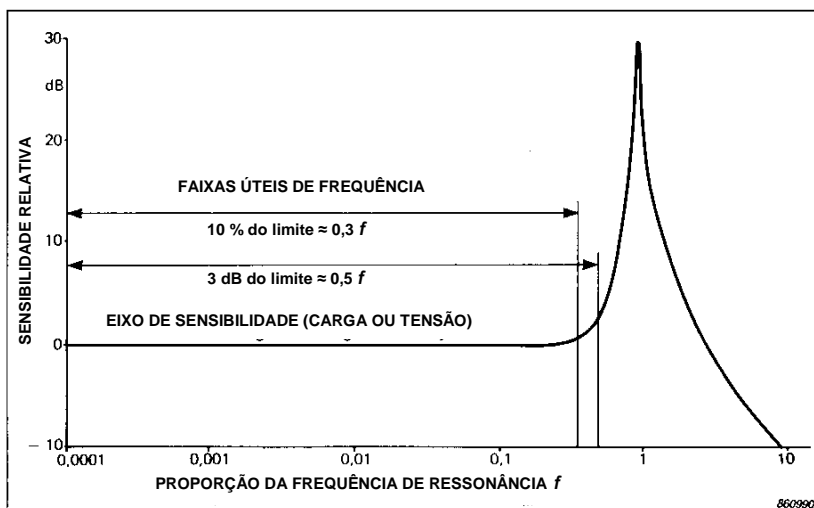


Figura 2.16 – Sensibilidade relativa de um acelerômetro x frequência.

Reproduzido de Serridge *et alli* (1987).

Essa curva, conhecida como curva de resposta em frequência mostra a variação no sinal elétrico de saída quando o acelerômetro é excitado por uma vibração de nível constante ao longo de uma ampla faixa de frequências. O pico em destaque é a frequência de ressonância com o acelerômetro montado  $f$ . Essa característica depende da rigidez da montagem, quanto mais rígida, maior será sua faixa de frequência útil. Por esse

motivo deve-se ter cuidado na escolha da forma de fixação do acelerômetro durante as medições.

A faixa mínima de medição é definida pelos pré-amplificadores, necessários para transformar as cargas elétricas em diferença de potencial (voltagem), além de amplificarem os sinais resultantes que, em geral, apresentam amplitudes muito fracas na origem (Jordan, 2010).

## 2.4 Extensometria

O principal objetivo ao utilizar a extensometria foi determinar o campo das deformações durante o processo de montagem dos protótipos e utilizá-lo como parâmetro na avaliação da alteração das frequências naturais dos conjuntos de montagem. Segundo Beck (2009) extensometria trata da análise experimental de deformações e correspondentes tensões na estrutura. Nela, as deformações específicas são determinadas pela variação da resistência elétrica de extensômetros elétricos de resistência (EER), também chamados *strain-gages* (em inglês). O tipo mais comum em ensaio de estruturas é o EER unidirecional de tipo fole metálico, conforme mostrado na Figura 2.17. Dependendo do tipo de material do filme plástico usado como base e da liga metálica do fole, os EER terão suas características e aplicações definidas.

Devido às imprecisões e dificuldades de se fazer a leitura direta da variação de resistência elétrica em função da deformação no EER, utilizam-se circuitos que, a partir de leituras de tensão, fornecem de forma indireta esta variação de resistência. Os circuitos mais comuns são os de ponte de Wheatstone em  $\frac{1}{2}$  ponte e em  $\frac{1}{4}$  de ponte (Beck, 2009).

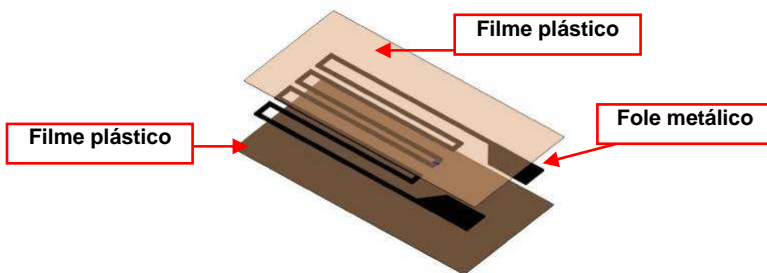


Figura 2.17 – Esquema físico de um EER.  
Reproduzido de Beck (2009).





## **CAPÍTULO 3**

### **3 ANÁLISE EXPERIMENTAL**

Os experimentos apresentados nesse trabalho foram realizados com o objetivo de fornecer dados para auxiliar na avaliação, ajuste e validação da metodologia numérica. O método utilizado foi a análise modal experimental, de onde foram extraídos os parâmetros modais de quatro protótipos e das peças que os compõem.

Inicialmente, cada peça foi ensaiada na condição “livre”. Essa condição exclui influências inerentes ao processo de fabricação, tais como: interferências de montagem, fixação de parafusos (torque de aperto) ou da base de testes. Desta forma o ajuste inicial do modelo numérico foi simplificado e focado às variações geométricas entre as peças reais e os modelos em CAD (*Computer-Aided Design*) e nas propriedades dos materiais de fabricação.

Em uma segunda etapa iniciou-se uma montagem gradativa, onde, para cada novo componente inserido no protótipo, foi realizada uma coleta de informações sobre as variáveis envolvidas no processo e uma nova obtenção de parâmetros modais. Dentre as variáveis avaliadas estão o torque de aperto dos parafusos de montagem e fixação de tampas e carcaças, a magnitude da interferência mecânica entre peças, a falta de planicidade dos pés e deformações provocadas pelo processo de usinagem. A preocupação com tantos detalhes justificou-se por reduzir dúvidas quanto a credibilidade do modelo numérico, por diminuir de forma segura o custo computacional da simulação e por indicar quais características do projeto são sensíveis ao processo de fabricação.

Todos os experimentos foram realizados no Laboratório de Vibrações e de Pesquisas Mecânicas do Departamento de Pesquisa e Inovação Tecnológica da WEG Equipamentos Elétricos S.A. – Motores, em Jaraguá do Sul, SC.

#### **3.1 Protótipo**

Foram produzidos quatro protótipos de carcaça com algumas modificações com relação ao item original, quatro

protótipos de tampas dianteiras (ou frontais), quatro protótipos de tampas traseiras, quatro protótipos de estatores e dois protótipos de rotores. Uma das modificações nas carcaças foi a supressão da caixa de ligação através de uma adaptação do modelo de fundição. O objetivo dessa modificação foi minimizar assimetrias para simplificar a comparação do modelo experimental com o modelo numérico. Na Figura 3.1 pode-se observar a diferença entre a carcaça especial e uma carcaça padrão de produção em série.



a) Carcaça especial.



b) Carcaça padrão.

Figura 3.1 – Carcaça especial sem caixa de ligação.

Reproduzido de Cezário (2007)

O estator, o rotor e as tampas seguiram o padrão de fábrica, sem nenhuma alteração com relação ao item original. As dimensões de cada componente foram verificadas por máquina de medição de coordenadas tridimensionais e utilizadas para o desenvolvimento dos modelos numéricos. A aparência do protótipo final pode ser conferida na Figura 3.2.



Figura 3.2 – Aparência do protótipo final.

### **3.2 Incerteza de Medição dos Equipamentos e Condições de Ensaio**

Todos os equipamentos de medição da WEG são calibrados regularmente por métodos normalizados e seus certificados são rastreáveis pelo INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia). A última calibração do sistema de medição de vibração utilizado nesse trabalho apresentou uma incerteza de medição máxima de 0,1 mV na amplitude do sinal e de 0,06 Hz na frequência, considerando todos os canais de medição. O equipamento de medição de deformação por extensometria apresentou um desvio máximo de 0,28 % considerando todos os canais. A máquina de medição por coordenadas tridimensionais possui uma incerteza de 0,002 mm e a balança 0,05 kg. Todos os ensaios foram realizados sob condições controladas de temperatura e pressão (23 °C e 1 atm).

### **3.3 Coleta de Dados do Processo de Fabricação**

Para tornar possível a associação de características do processo de fabricação dos quatro protótipos com os desvios experimentais, bem como numéricos, foi realizado o acompanhamento de cada passo da fabricação e da montagem; dados pertinentes foram levantados.

#### *Carcaças e Tampas*

Do ponto de vista dinâmico, uma etapa de grande importância na cadeia de produção de um motor elétrico é a fundição. As características mecânicas associadas às peças fundidas, como o módulo de elasticidade e a massa específica do ferro fundido, podem influenciar sensivelmente no valor de suas frequências naturais.

Ao contrário da usinagem, onde as dimensões das peças são controladas, o processo de fundição depende de fatores importantes para manter as inúmeras peças produzidas diariamente com características desejáveis e semelhantes umas às outras. Dentre as principais pode-se citar a quantidade correta de minérios que são misturados nos fornos fusores para a formação do ferro-fundido, moldes compostos de areia e resina

corretamente compactados e o tempo de resfriamento de cada peça.

Com o intuito de manter o padrão de qualidade, a WEG possui um programa de monitoramento da qualidade do ferro-fundido que produz. O programa consiste em fabricar corpos de prova padrão com amostras do ferro-fundo retiradas periodicamente dos fornos fusores, encaminhando-os para o laboratório de ensaios mecânicos onde são determinados os valores de tensão de ruptura, módulo de elasticidade longitudinal, massa específica e coeficiente de Poisson. Um histórico de ensaios deu origem a uma norma interna, onde são definidos valores padrão de tais propriedades para uso nos projetos estruturais de motores elétricos, conforme a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Propriedades do ferro-fundido utilizado na fabricação dos protótipos.

Tipo	FC200	-
Massa específica	7180	kg/m <sup>3</sup>
Coeficiente de Poisson	0,24	-
Módulo de Elasticidade longitudinal	90,4	GPa
Tensão de Ruptura em Tração	202,8	MPa
Tensão de Ruptura em Compressão	765,5	MPa
Elongamento máximo	0,00959	-

Com relação à usinagem, as regiões de maior interesse foram os encaixes de tampas e carcaças, a face inferior dos pés e o diâmetro interno das carcaças. Essas são regiões que podem alterar as condições de contorno do problema em questão.

As carcaças foram medidas internamente e externamente nas regiões usinadas e não usinadas das extremidades e internamente na metade do comprimento. Em três regiões ao longo do comprimento (extremidades e região central) também foram medidas as dimensões externas e internas dos estatores. Nas Tabelas 3.2 e 3.3, que resumem os dados coletados,  $\varnothing_{mE}$  é o diâmetro médio dos encaixes externos usinados das extremidades da carcaça,  $\varnothing_{mIC}$  é o diâmetro médio interno de toda a carcaça,  $\varnothing_{mEC}$  é o diâmetro médio externo da região não usinada da carcaça,  $C_C$  é o comprimento da carcaça e  $\varnothing_E$  é o diâmetro médio dos encaixes das tampas. Cada um desses parâmetros está ilustrado nas Figuras 2.4 e 2.5. Os valores

médios em cada seção foram obtidos de medições em diversas posições angulares diferentes.

Avaliando os dados da Tabela 3.2 percebe-se que a carcaça número 04 possui diâmetro interno médio menor que as demais. Essa dimensão foi propositadamente alterada para avaliar o impacto que uma maior interferência mecânica entre estator e carcaça teria sobre as frequências naturais do conjunto completo. Para facilitar a avaliação das demais dimensões de cada peça na montagem dos conjuntos, e posteriormente associá-las aos resultados da análise modal experimental, a Tabela 3.4 resume os valores de interferência que cada peça (teoricamente) proporcionou nos protótipos finais.

Tabela 3.2 – Principais dados de fabricação relacionados às carcaças protótipos.

CARCAÇAS					
Item	Massa (kg)	$\varnothing_{mE}$ (mm)	$\varnothing_{mIC}$ (mm)	$\varnothing_{mEC}$ (mm)	$C_C$ (mm)
nº1	87,10	392,10	379,89	400,33	434,13
nº 2	86,00	392,11	379,89	400,05	434,51
nº 3	85,00	391,99	379,86	400,46	432,95
nº 4	87,00	392,05	379,67	400,73	433,56

Tabela 3.3 – Principais dados de fabricação relacionados às tampas.

TAMPAS		
Item	Massa (kg)	$\varnothing_E$ (mm)
Frontal nº 2	19,25	391,97
Frontal nº 4	19,55	392,02
Frontal nº 5	19,40	392,04
Frontal nº 6	19,40	392,04
Traseira nº 1	15,75	392,06
Traseira nº 2	15,70	392,01
Traseira nº 3	15,80	392,02
Traseira nº 4	15,75	392,04

Tabela 3.4 – Interferência mecânica entre carcaças e tampas.

Protótipo	Peças	Interferência média (mm)
1	Tampa Frontal nº2	0,02
	Carcaça nº3	
	Tampa Traseira nº1	-0,07
2	Tampa Frontal nº4	0,03
	Carcaça nº4	
	Tampa Traseira nº2	0,04
3	Tampa Frontal nº5	0,06
	Carcaça nº1	
	Tampa Traseira nº3	0,08
4	Tampa Frontal nº6	0,07
	Carcaça nº2	
	Tampa Traseira nº4	0,07

### *Estatores e Rotores*

Como discutido no Capítulo 2, os estatores e rotores possuem características ortotrópicas e, portanto, possuem estruturas complexas. O rotor não é o objetivo de estudo deste trabalho. Como foi discutido no Capítulo 2, considerá-lo apenas como massa e desprezar os efeitos de amortecimento e rigidez é uma prática já adotada por alguns autores. Considera-se que esta seja uma aproximação razoável do problema físico que o rotor representa ao ser inserido no sistema compreendido pela carcaça, estator e tampas.

A dificuldade maior foi imposta pelo estator, para o qual a determinação das propriedades mecânicas não é trivial. Utilizar os dados isotrópicos obtidos isoladamente das chapas e dos fios de cobre poderia levar a grandes erros. Por esse motivo foi utilizado um método semelhante ao apresentado por Roivainen (2009) na determinação dos parâmetros ortotrópicos do estator. Esse método será discutido mais adiante no Capítulo 4.

Na Tabela 3.5,  $C_E$  é o comprimento do estator,  $\varnothing_{mIE}$  é o diâmetro interno médio do estator e  $\varnothing_{mEE}$  é o diâmetro externo médio do estator. A Tabela 3.6 apresenta os dados dos rotores. Os parâmetros relacionados ao estator estão ilustrados na Figura 2.3. A tabela 3.7 apresenta os valores de interferência mecânica entre o estator e a respectiva carcaça para avaliação dos resultados extraídos da análise modal experimental.

Tabela 3.5 – Principais dados de fabricação relacionados aos estatores.

ESTATORES				
Item	Massa (kg)	$\varnothing_{mIE}$ (mm)	$\varnothing_{mEE}$ (mm)	$C_E$ (mm)
nº1	120,50	220,06	380,10	195,05
nº 2	121,45	220,07	380,11	195,35
nº 3	120,30	220,10	380,03	194,90
nº 4	121,55	220,09	380,04	195,25

Tabela 3.6 – Principais dados de fabricação relacionados aos rotores.

ROTORES	
Item	Massa (kg)
nº 1	71,05
nº 2	71,15

Tabela 3.7 – Interferência mecânica entre estatores e carcaças.

Protótipo	Peças	Interferência média (mm)
1	Estator nº1	0,24
	Carcaça nº3	
2	Estator nº2	0,44
	Carcaça nº4	
3	Estator nº3	0,14
	Carcaça nº1	
4	Estator nº4	0,15
	Carcaça nº2	

Pelos motivos expostos anteriormente, apenas as principais dimensões do estator e os dados de massa do rotor e do estator foram levantados.

### 3.4 Configuração do Sistema de Medição – Análise Modal

Devido às diferenças de tamanho e forma das peças que compõem os protótipos foram utilizados conjuntos distintos de instrumentos. Para verificar a repetibilidade dos resultados, algumas peças, como no caso das tampas, foram excitadas tanto com martelo de impacto, quanto excitador eletrodinâmico. A Tabela 3.8 apresenta os instrumentos utilizados. As Figuras 3.3 e 3.4 mostram o esquema de geração e aquisição de sinais para excitação eletrodinâmica e força impulsiva. As setas azuis com linhas tracejadas indicam o fluxo dos sinais e dados de entrada e as setas amarelas os de saída. Os círculos indicam o início de cada processo.

Tabela 3.8 – Instrumentos utilizados.

Cond.	Função	Descrição
Livre Fixa	Excitação	Amplificador de potência B&K 2719 Número se série B271902060
		Excitador eletrodinâmico B&K 4808 Número de série 2402324
		Transdutor de força ENDEVCO 2311-100 Número de série 3811 Sensibilidade 109,7 mV/lbf
		Martelo de impacto ENDEVCO 2305-2 Número de série 2782 Sensibilidade 1,16 mV/N
	Resposta	Acelerômetros B&K 4393 (2 peças) Números de série 2187124 e 2187122 Sensibilidade 3,102 pC/g
		Amplificador condicionado B&K NEXUS Número de série 2247617
	Aquisição e Tratamento de dados	Computador DELL <i>Latitude</i> D510 Programa B&K Pulse <i>Labshop</i> v9.0 Programa B&K <i>Modal Analysis</i> MTC Programa ME'scopeVES <i>Modal Pro</i> Módulo 4 canais Pulse 3560-B-020/3560C Número de série 25362335/2423277



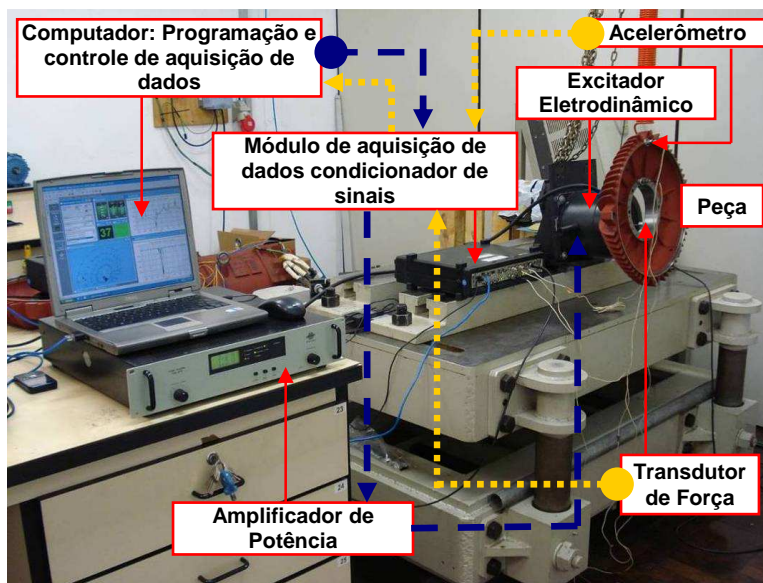


Figura 3.3 – Esquema de geração e aquisição de sinais para excitador eletrodinâmico.

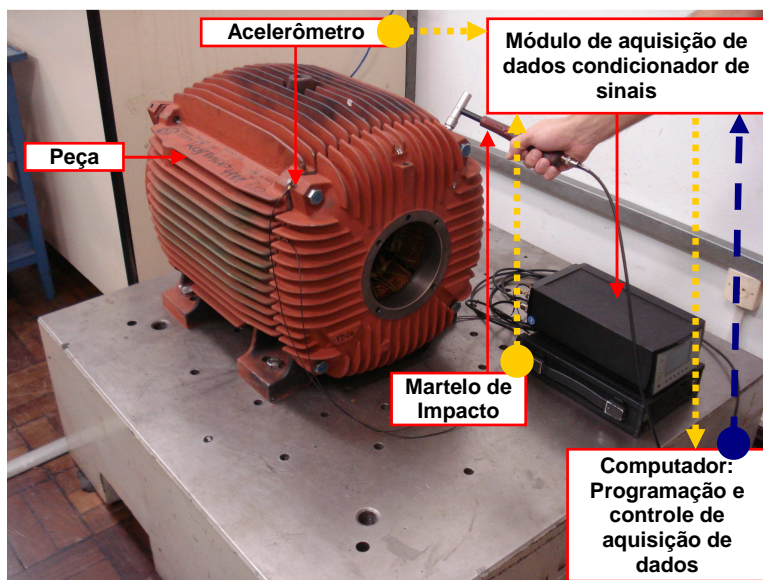


Figura 3.4 – Esquema de geração e aquisição de sinais para força impulsiva.

### 3.4.1 Definição dos pontos de medição

Para evitar nós e pontos de excitação inadequados e, conseqüentemente, perda de informações, a definição dos pontos de medição foi precedida por uma prospecção das formas modais utilizando o programa comercial de elementos finitos *ANSYS Workbench 2.0 – Versão:14.0.0*. Após avaliar os resultados das prospecções, os componentes foram discretizados e os pontos de medição definidos conforme o exemplo apresentado nas Figuras 3.5 e 3.6.

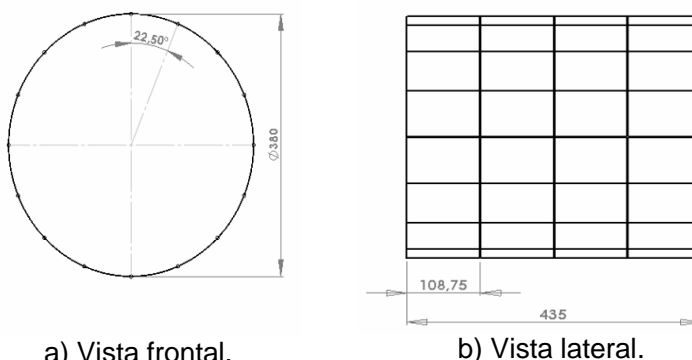


Figura 3.5 – Exemplo das coordenadas dos pontos de medição na carcaça (cotas em mm).

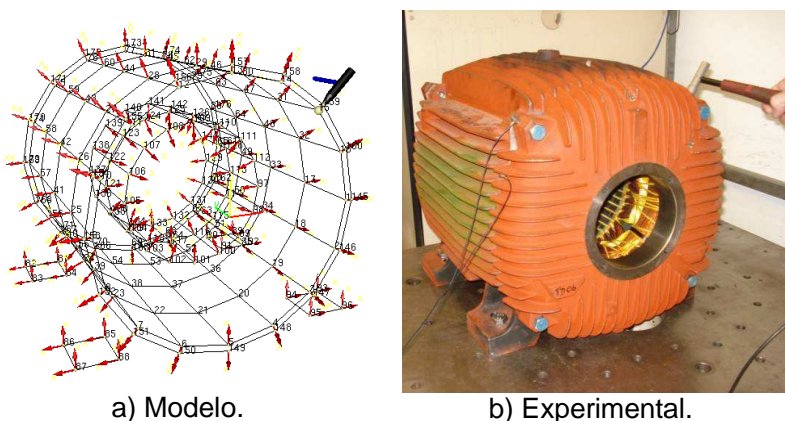


Figura 3.6 – Exemplo de localização dos pontos de medição no motor sem rotor na condição fixa.

Nas figuras acima, os pequenos vetores vermelhos representam a direção e o sentido dos acelerômetros e o pequeno elemento em preto e azul representa a direção e sentido da aplicação da força com o martelo de impacto. Comparando as Figuras 3.6a e b pode-se identificar a carcaça e seus pés, representados pelo cilindro maior e pelos quatro pequenos quadrados, o estator representado pelo cilindro menor e as tampas representadas por dois círculos nas extremidades do cilindro maior.

Os pés da carcaça foram considerados apenas na condição fixa. Esse detalhe foi incorporado à análise experimental devido à idealização do MEF de que o movimento é zero nessa região, o que na prática é difícil de ocorrer. Portanto com as informações experimentais do comportamento dos pés em cada modo de vibração, foi possível obter um parâmetro de comparação em relação à condição de contorno numérica.

O mesmo procedimento de definição dos pontos de medição foi utilizado para o estator, tampas e para cada conjunto de montagem, incluindo os protótipos finais. Quando necessário, as posições de excitação foram modificadas de acordo com a prospecção dos modos.

#### 3.4.2 Preparação das medições e ajuste de parâmetros no programa de medição

Todo o cuidado foi tomado para garantir a condição livre do experimento. Para isso foram comparados os resultados das medições de uma mesma carcaça suspensa com cintas e depois apoiada em borrachas flexíveis. Com relação à condição fixa, o torque de aperto dos parafusos de fixação da carcaça foi controlado com torquímetro (Figura 3.7).

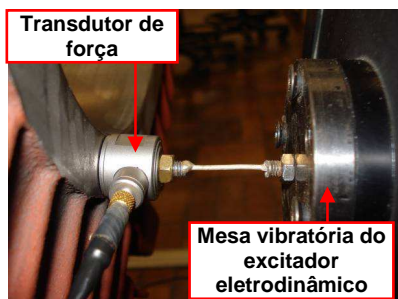
Nas medições com excitador eletrodinâmico o transdutor de força foi fixado nas peças ensaiadas e sua ligação com a mesa vibratória realizada (Jordan, 2010), utilizando um segmento de arame curto para garantir a correta e segura transmissão da força (Figura 3.8a).

Na execução das medições com martelo de impacto, a rigidez de contato foi avaliada gerando impactos com ponteiros de materiais diferentes com monitoramento da resposta. Como critério de escolha da ponteira foi avaliado o decaimento no espectro da força aplicada (Figura 3.8b). A ponteira escolhida foi

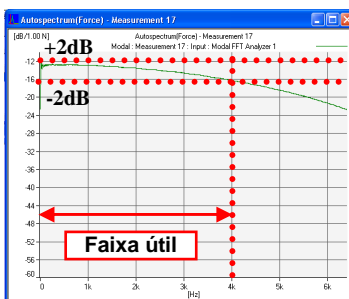
a de *nylon* que apresentou um decaimento inferior a 4 dB dentro da faixa de medição útil a todos os experimentos.



Figura 3.7 – Controle do torque dos parafusos de fixação da carcaça na base de testes.



a) Fixação do transdutor de força.



b) Critério de aprovação da força impulsiva aplicada.

Figura 3.8 – Detalhes para a correta geração dos sinais de força.

Para compor a FRF foram realizadas médias lineares de cinco impactos, janela retangular para o sinal de força e janela exponencial para o sinal de resposta. Pela janela retangular passam somente as informações úteis do sinal durante o período de aplicação da força. Desta forma a influência do ruído indesejável é minimizada. No caso da janela exponencial, o objetivo é adicionar amortecimento ao sinal de resposta minimizando o problema de vazamento (*leakage*).

As bandas de frequências dos sinais de resposta dependem da quantidade de modos de interesse e do tipo de estrutura ensaiada. No caso em questão, foram utilizados bandas que variaram de 5 Hz e 3,2 kHz para as medições na condição

“livre” e de 5 Hz e 800 Hz para as medições na condição fixa. O número de linhas foi suficiente para proporcionar uma resolução de 0,25 Hz/linha, pois de acordo com a prospecção dos modos, tanto as carcaças quanto as tampas, deveriam apresentar algumas frequências naturais muito próximas.

As configurações para as medições com excitador eletrodinâmico foram mais simples. Uma das vantagens dessa técnica é a aplicação da força aleatória na estrutura dentro da faixa selecionada no programa. Para efeito de comparação, foram utilizadas as mesmas configurações de faixa de frequências e resolução da técnica com martelo de impacto, adicionalmente foi utilizada a quantidade de cem amostras em cada média.

Os critérios de aceitação das curvas de FRF foram níveis adequados de força e respostas, boa coerência entre as curvas medidas em um único ponto e ausência de repique na aplicação da força impulsiva. O programa utilizado para as medições foi o B&K Pulse *Labshop* v9.0. A Figura 3.9 apresenta a tela do programa com uma curva de FRF e de coerência dentro dos padrões de aceitação.

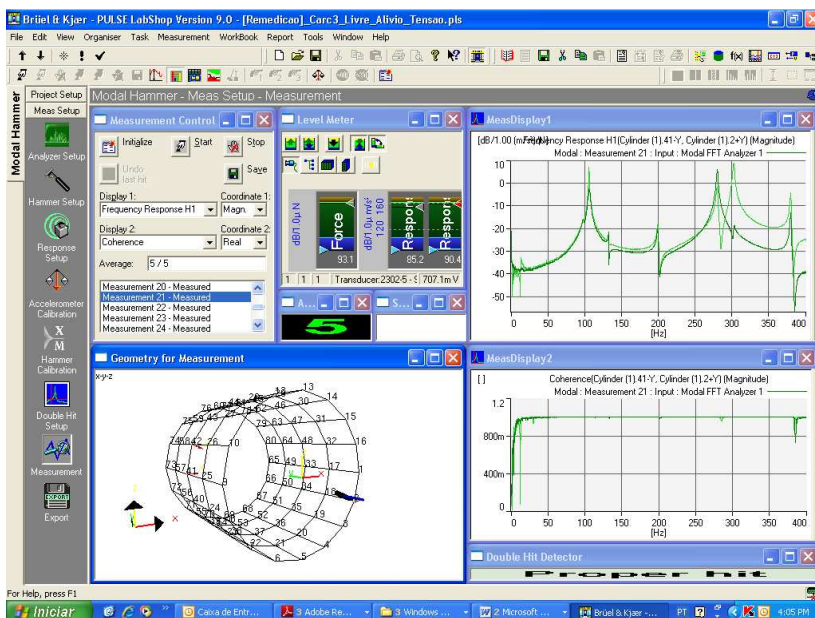


Figura 3.9 – Tela do programa para aquisição dos dados.

### 3.5 Extração dos Parâmetros Modais

Por serem usados sinais de aceleração e de força, as curvas de FRF obtidas experimentalmente são denominadas curvas de inertância (Jordan, 2010). Para extrair os parâmetros modais foi usado um método de ajuste global no domínio da frequência, que utiliza todas as curvas de inertância dos graus de liberdade (pontos discretos de medição) simultaneamente. Para a estimativa dos parâmetros (frequências, modos e amortecimento) foi usado o método dos mínimos quadrados (ME'scopeVES, 2003). Segundo Roivainen (2009) no processo de ajuste das curvas de FRF o programa ME'scope VES utiliza o modelo de amortecimento viscoso. A Figura 3.10 apresenta a tela do programa ME'scopeVES *Modal Pro* utilizado nessa etapa. Nesta figura, pode-se identificar a forma modal, a tabela de formas contendo os valores de frequência e amortecimento de cada modo e a janela de dados. Nesta janela são apresentadas as faixas das curvas de FRF (sobrepostas) utilizadas no algoritmo de extração dos parâmetros modais. A curva em azul, produzida a partir da solução do algoritmo, indica cada modo identificado com uma linha vertical azul e um ponto vermelho.

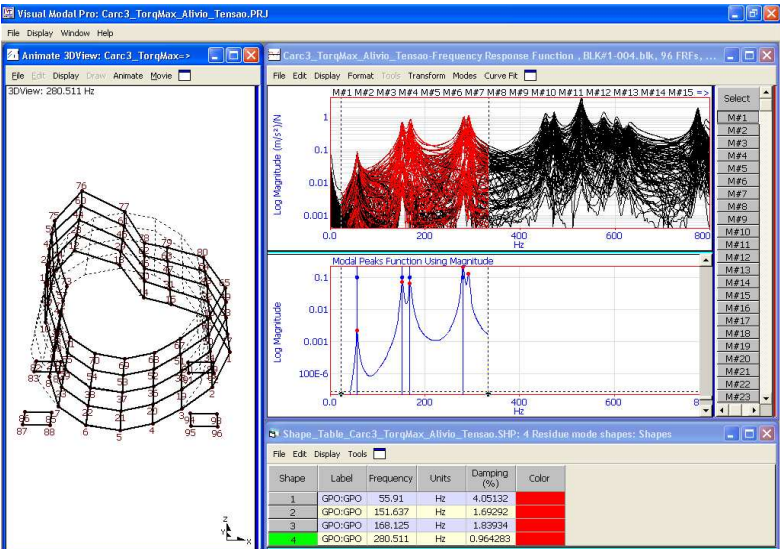


Figura 3.10 – Tela do programa para extração dos parâmetros modais.

Como esse capítulo se caracteriza por inúmeras comparações entre configurações e condições diferentes de ensaio, o principal critério utilizado para garantir a correlação dos modos corretos foi o MAC.

O programa utilizado para a extração dos parâmetros modais possui uma opção chamada *Cross MAC*. Nela, duas tabelas de formas modais são comparadas, fornecendo valores entre zero e um. Valores nulos têm o significado que são modos completamente diferentes e quando a comparação atinge a unidade significa que os modos são idênticos. Para esse trabalho foram adotados valores de MAC que vão de 0,8 a 1 como critério de consistência dos modos avaliados.

O *Cross MAC* torna-se muito importante quando as funções de resposta de peças semelhantes trazem muitas informações em uma estreita faixa de frequências, como foi o caso da variação de montagem entre duas carcaças e oito tampas (quatro frontais e quatro traseiras). O Apêndice A traz os modos de vibração e os fatores de amortecimento identificados em cada fase do trabalho.

Para entender melhor as formas modais estudadas, apresenta-se como exemplo a Figura 3.11, nela a deformação em um modo específico de uma carcaça com os pés fixos e um estator inserido é apresentada em quatro vistas: tridimensional, frontal, superior e lateral.

Na Figura 3.11a o modo é uma combinação de uma deformação vertical com um giro em torno do eixo perpendicular ao plano longitudinal vertical do sistema, na Figura 3.11b o modo é uma deformação lateral e na Figura 3.11c o modo é uma combinação de uma deformação lateral com um giro em torno do eixo vertical de simetria.



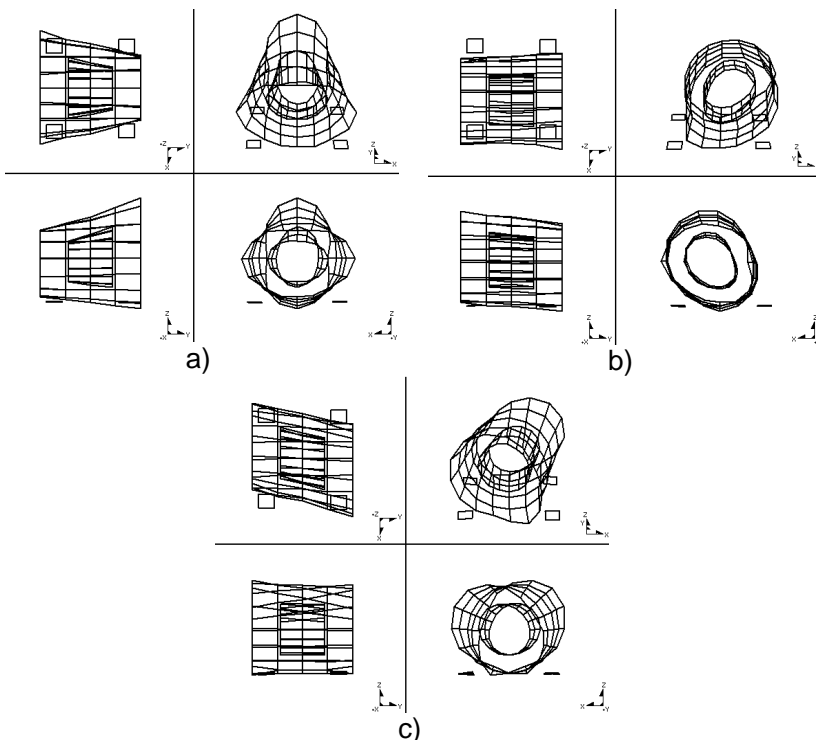


Figura 3.11- Caracterização das deformações modais estudadas – a) Giro em torno do eixo perpendicular ao plano longitudinal vertical do sistema; b) Lateral; c) Giro em torno do eixo vertical de simetria.

### 3.6 Resultados da Extensometria

Os EER foram instalados na carcaça de forma a medir as deformações radiais, oriundas da montagem do estator, e axiais, oriundas da montagem das tampas. As superfícies de fixação dos EER foram usinadas e limpas, formando um plano tangencial às superfícies externas das peças. A fixação dos EER foi por meio de um adesivo a base de cianoacrilato com cura instantânea. A Figura 3.12 ilustra as posições e a identificação dos EER instalados na carcaça e a Figura 3.13 detalha a localização e o processo de preparação e fixação dos EER nas tampas.



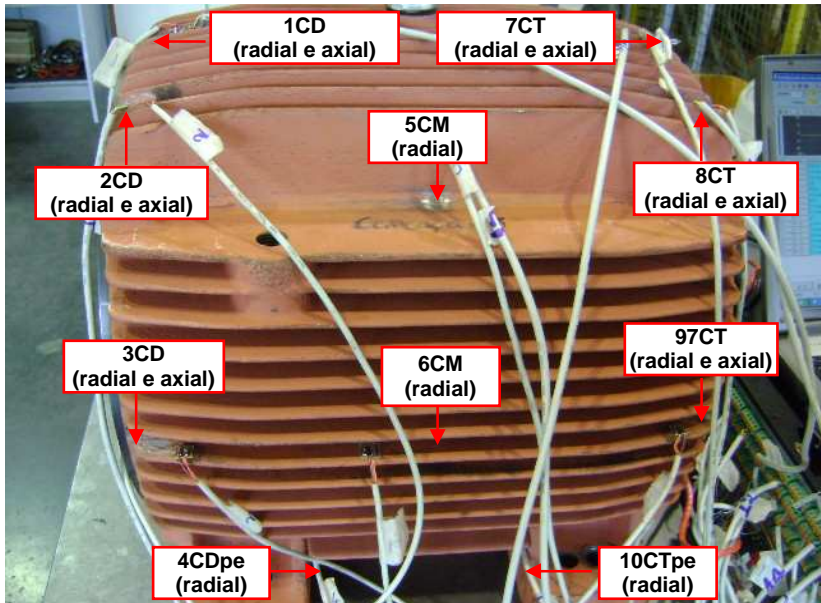
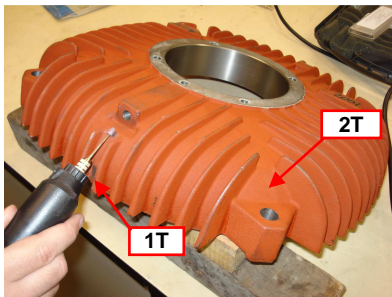
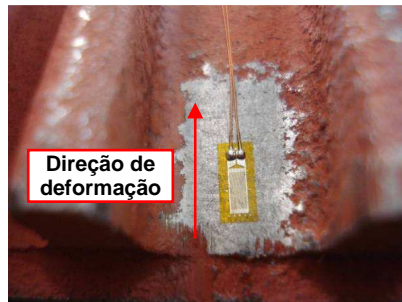


Figura 3.12 – Posição e identificação dos EER instalados na carcaça.



a) Usinagem da superfície de fixação e localização dos EER.



b) EER colado.

Figura 3.13 – Identificação e instalação dos EER nas tampas.

O equipamento de aquisição de sinais usado nessa etapa foi um Lynx ADS2000 de 32 canais. Esse equipamento possui, dentre outras, a configuração para medição com circuito de  $\frac{1}{4}$  ponte utilizada para a medição das deformações com EER. A principal região de interesse na análise é onde foi instalado o EER 6CM. Essa região foi responsável por fornecer o valor de

deformação radial final após a prensagem do estator. Os demais EER serviram apenas para monitorar o comportamento da carcaça quando eram instaladas as tampas.

Os resultados da extensometria mostrados na Tabela 3.9 indicam que, com a inserção do estator, a região 6CM apresentou uma magnitude de deformação cerca de três vezes maior na carcaça número 04 quando comparada com as outras. Esse comportamento era esperado, pois a carcaça número 04 possuía diâmetro interno menor do que as demais (maior interferência).

Tabela 3.9 – Resultados do EER 6CM após prensagem dos estatores nas carcaças.

Componente	Deformação (EER 6CM)
Carcaça nº1 + Estator nº4	0,17 %
Carcaça nº2 + Estator nº3	0,18 %
Carcaça nº3 + Estator nº 1	0,22 %
Carcaça nº4 + Estator nº2	0,62 %

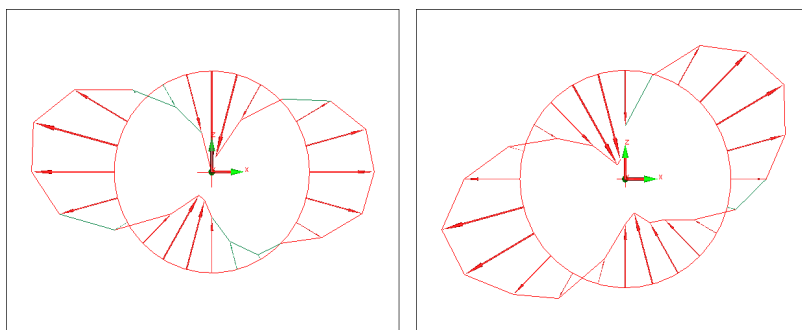
Considerando a média dos resultados dos EER 1T e 2T instalados nas tampas, a magnitude de deformação das tampas traseiras foi cerca de quatro a cinco vezes maior com relação às tampas frontais, como mostra a Tabela 3.10. Pode-se associar essa diferença à ausência de aletas na tampa traseira, o que a torna mais susceptível às deformações nas regiões dos encaixes.

Tabela 3.10 – Resultados do EER 1T e 2T após montagem das tampas nas carcaças.

Componente		Deformação Média		Média dos EER 1T e 2T
		EER 1T	EER 2T	
Carcaça nº3	Tampas Frontais	0,002%	0,005%	0,004%
	Tampas Traseiras	0,004%	0,037%	0,021%
Carcaça nº4	Tampas Frontais	0,003%	0,017%	0,010%
	Tampas Traseiras	0,007%	0,071%	0,039%

A instalação das tampas resultou em grandes variações de deformação. Acredita-se que isso se deve às diferenças de interferência entre os encaixes das tampas com cada carcaça e às variações de forma que os encaixes das carcaças apresentaram após a usinagem.

A Figura 3.14 ilustra o perfil dos encaixes da carcaça número 03 após a usinagem, medido por máquina de coordenadas tridimensionais e amplificado 200 vezes.



a) Perfil do encaixe frontal. b) Perfil do encaixe traseiro.

Figura 3.14 – Perfil dos encaixes da carcaça número 03.

A influência desses resultados foi avaliada pela comparação entre os parâmetros modais extraídos dos protótipos e será discutida a seguir.

A Figura 3.15 apresenta o sistema de medição durante a prensagem do estator na carcaça e a Figura 3.16 apresenta o sistema de medição com o protótipo sobre a base massiva de ensaio (base rígida).

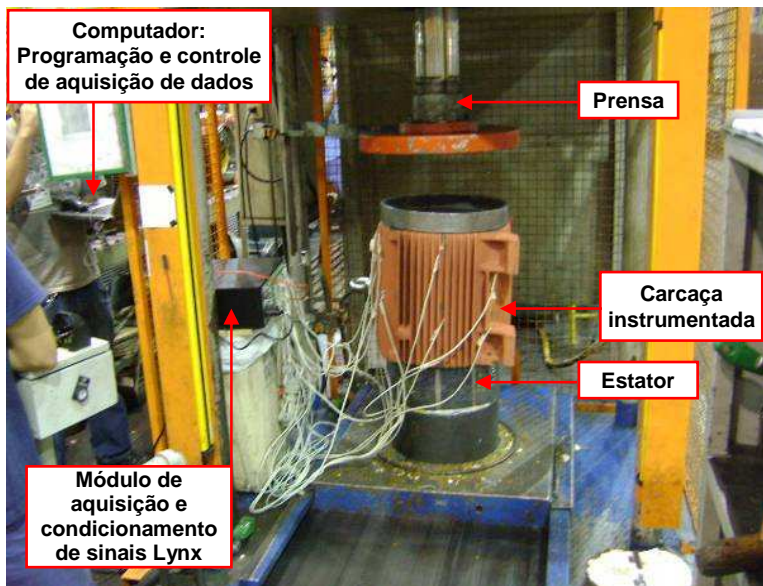


Figura 3.15 – Sistema de medição e monitoramento de deformação durante a prensagem do estator na carcaça.

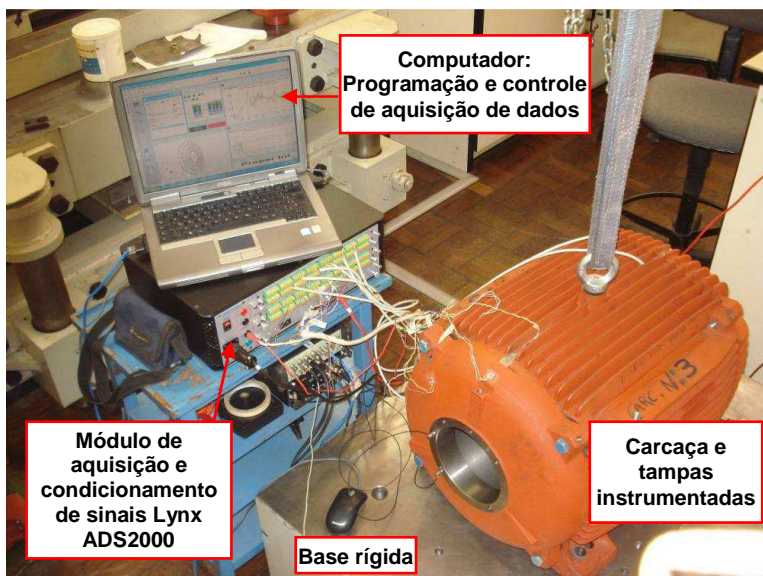


Figura 3.16 – Sistemas de medição e monitoramento de deformação durante a instalação das tampas.

### 3.7 Resultados da Análise Modal Experimental

O Apêndice B lista os principais ensaios executados neste trabalho. Devido à grande quantidade de ensaios e, consequentemente, de resultados, optou-se por apresentar inicialmente gráficos que contêm informações das variações das frequências naturais encontradas, em torno de um valor médio, para cada um dos quatro primeiros modos de vibração em cada condição específica de ensaio do(s) componente(s) (Apêndice B). Para entender melhor essa opção é apresentada como exemplo a Tabela 3.11, criada a partir dos resultados extraídos experimentalmente de quatro carcaças pré-usinadas na condição livre. Estas carcaças eram aparentemente idênticas (geometricamente). As variações percentuais apresentadas na Tabela 3.11 foram calculadas utilizando como referência os valores médios das frequências naturais de cada modo de vibração. O campo médio de variação é uma média dos campos de variação de cada modo. Para cada ensaio do Apêndice B foi criada uma tabela semelhante à Tabela 3.11.

Tabela 3.11 – Frequências naturais identificadas para as carcaças pré-usinadas na condição livre e respectivas variações em torno de um valor médio.

Modo nº	Frequência (Hz)							Variação (%)		
	Carcaça nº				Méd.	Max.	Min.	Para cima	Para baixo	Campo
	1	2	3	4						
1	110,23	110,26	102,76	114,06	109,33	114,06	102,76	4,33	-6,01	10,34
2	112,50	113,06	104,44	115,32	111,33	115,32	104,44	3,58	-6,19	9,77
3	138,98	137,85	129,95	142,46	137,31	142,46	129,95	3,75	-5,36	9,11
4	207,16	206,92	195,91	209,75	204,94	209,75	195,91	2,35	-4,40	6,75
								<b>CAMPO MÉDIO</b>		<b>8,99</b>

A Figura 3.17 apresenta um resumo dos campos médios de variação das frequências naturais relativas aos quatro primeiros modos de vibração encontrados para as amostras dos diversos componentes na condição livre e a Figura 3.18 na condição fixa na base. Nelas, pode-se visualizar a sensibilidade às variações dos diversos componentes ou conjunto de componentes, nas condições em que foram avaliados. O torque

de aperto dos parafusos de fixação das tampas foi 8 kgfm e o torque dos parafusos de fixação dos pés das carcaças foi de 10 kgfm. A partir da visualização global dos resultados, é possível estratificar cada item de ensaio de uma forma mais organizada para melhor tentar entender os desvios que ocorreram durante o processo de fabricação e na obtenção dos parâmetros experimentais. Cada variação dos itens de ensaio dos gráficos das Figura 3.17 e 3.18 será discutida nos itens seguintes, porém, antes de tirar conclusões baseadas nesses dados, uma verificação das incertezas e erros de medição se mostrou necessária. As avaliações das fontes de erro foram feitas através de:

1. Incerteza de medição dos equipamentos de medição;
2. Repetição das medições;
3. Condições de contorno;
4. Métodos de medição diferentes;
5. Influência da estabilização térmica do protótipo.

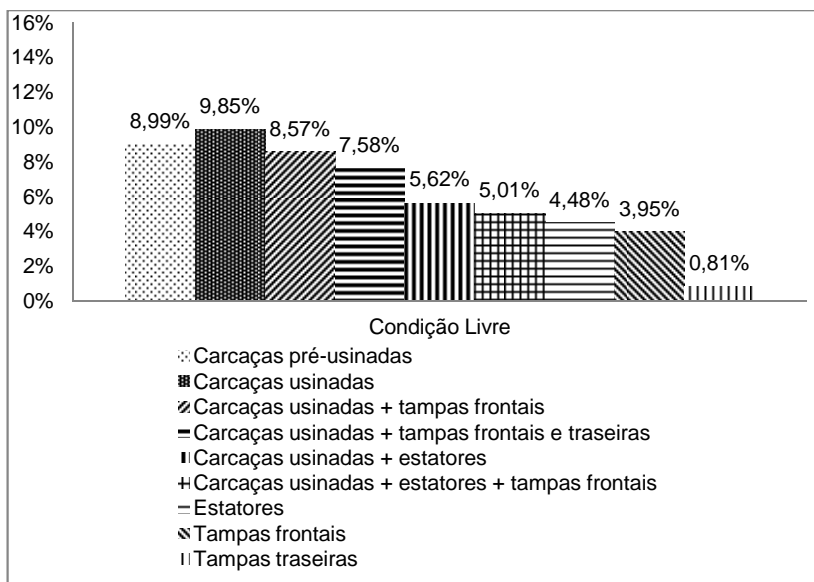


Figura 3.17 – Campo médio percentual de variação dos resultados experimentais de frequências naturais de cada

componente ou conjunto de componentes do motor na condição livre.

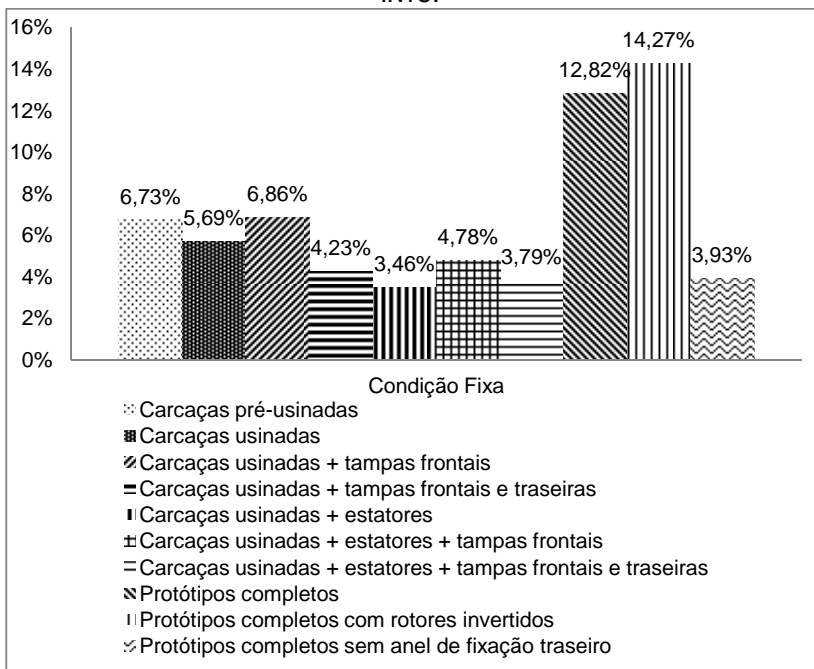
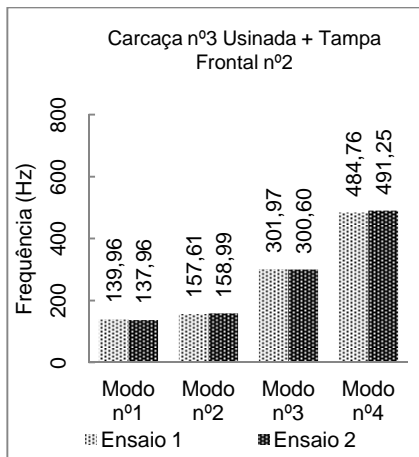


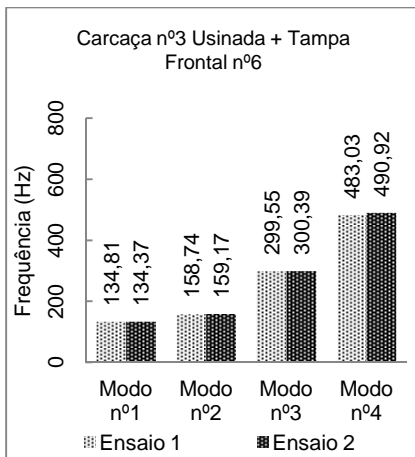
Figura 3.18 – Campo médio percentual de variação dos resultados experimentais de frequências naturais de cada componente ou conjunto de componentes do motor na condição fixa.

### 3.7.1 Repetição das medições

A extração dos parâmetros modais foi repetida duas vezes em uma mesma carcaça usinada com diferentes tampas montadas (condição fixa) e em duas diferentes carcaças pré-usinadas (condição livre). As carcaças usinadas foram tiradas do lugar e novamente fixadas. As Figuras 3.19, 3.20 e 3.21 resumem essa etapa comparando os valores de frequências naturais de cada modo identificado.

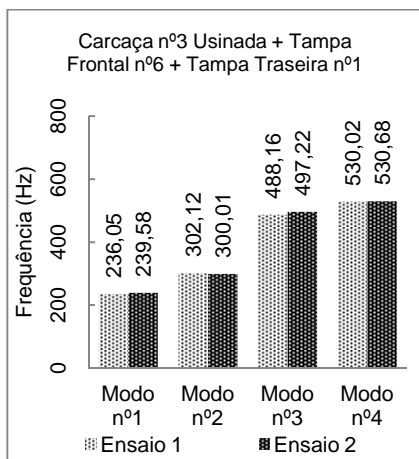


a)

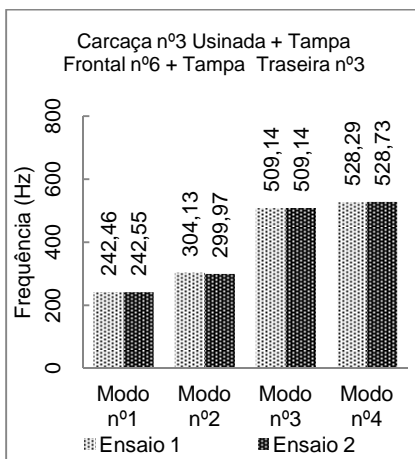


b)

Figura 3.19 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de uma carcaça usinada com tampas frontais diferentes na condição fixa.



a)



b)

Figura 3.20 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de uma carcaça usinada com tampas traseiras diferentes na condição fixa.



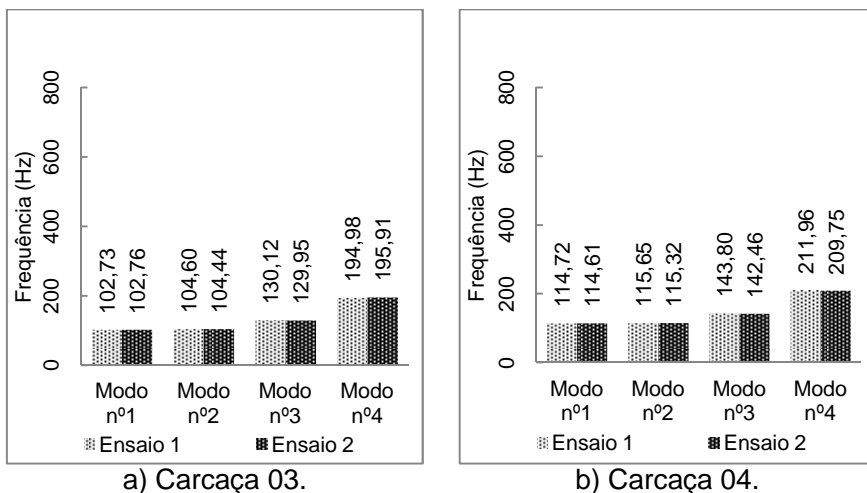


Figura 3.21 – Verificação da repetibilidade das medições das frequências naturais de duas carcaças pré-usinadas diferentes na condição livre.

A condição fixa foi caracterizada pelos pés das carcaças fixos em uma base rígida (de duas toneladas) com torque de 10 kgfm aplicado em cada um dos quatro parafusos de fixação. As variações encontradas com o reposicionamento e re-fixação da carcaça são aquelas das Figuras 3.19 e 3.20. O maior desvio encontrado foi de 1,61 % para o quarto modo de vibração da carcaça 03 usinada com tampa frontal 06.

### 3.7.2 Condições de contorno

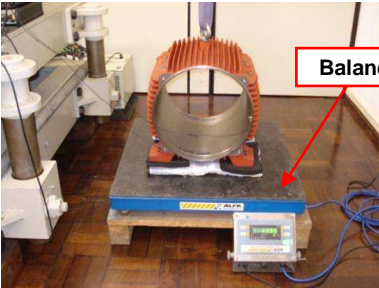
A própria verificação da repetição das medições foi um bom indicativo dos desvios inerentes às condições de contorno, já que houve reposicionamento e fixação da carcaça para a nova medição. Porém, mais verificações foram feitas nas carcaças 03 e 04:

- Suspensa com cinta,
- Suspensa com cinta e descarregando a metade da massa da carcaça em base elástica;
- Totalmente apoiada em base elástica.

As Figuras 3.22 e 3.23 ilustram o método e resumem os resultados. Neste caso, o maior desvio encontrado foi de 0,73 % para o quarto modo da carcaça número 04. Dessa forma, por conveniência, optou-se por realizar as medições, na condição livre suspendendo as peças estudadas por uma cinta.

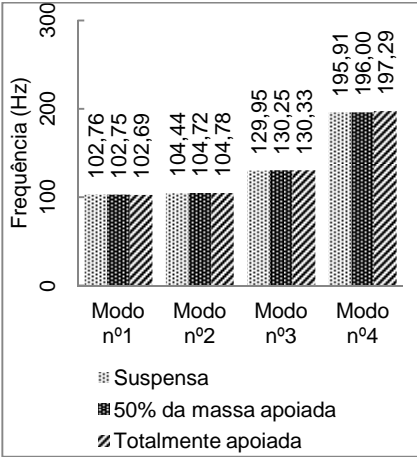


a) Suspensa.

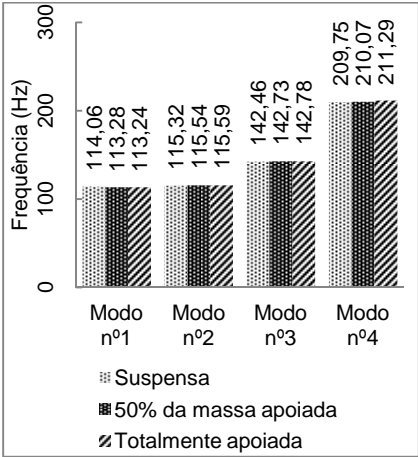


b) Suspensa, com 50% da massa apoiada em base elástica.

Figura 3.22– Fotos da avaliação do ensaio na condição de contorno livre.



a) Carcaça 03.



b) Carcaça 04.

Figura 3.23 – Resultados de frequências naturais da avaliação do ensaio na condição de contorno livre suspendendo e apoiando a carcaça em base elástica.

### 3.7.3 Métodos de medição diferentes

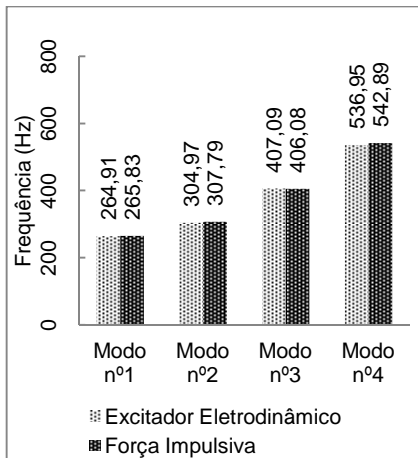
Esta verificação foi feita utilizando métodos de excitação diferentes:

- a) Por força impulsiva (martelo de impacto instrumentado) e;
- b) Por excitador eletrodinâmico.

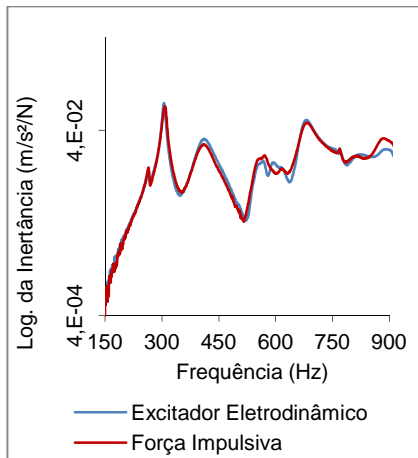
O método b foi limitado pela complexidade da forma construtiva das carcaças, pois não haveria local adequado para a fixação do transdutor de força. Por esse motivo, o método b, para fins de comparação, foi utilizado na carcaça 03 (condição fixa) montada com a tampa frontal 06 e a tampa traseira 01. Esta última possui uma pequena região suficientemente plana para fixação do transdutor de força.

Com o aumento da complexidade da estrutura, a qualidade da extração dos modos de frequências mais altas poderia ser comprometida se a força aplicada não fosse suficientemente forte. Para avaliar essa questão foram comparadas as curvas de inertância de um mesmo protótipo (número 01) completo, obtidas a partir do método de excitação com força impulsiva e com excitador eletrodinâmico, ambos no mesmo ponto.

A Figura 3.24 resume os resultados. Os ensaios foram feitos com a carcaça fixada na base massiva. O desvio máximo encontrado foi de 1,1 % para o quarto modo de vibração. Este resultado indicou que o método de excitação por força impulsiva foi adequado para os demais ensaios.



a) Comparando frequências naturais.



b) Comparando curvas de inertância (mesmo ponto).

Figura 3.24 – Comparação das frequências naturais e curvas de inertância obtidas a partir de dois métodos de excitação na condição fixa do protótipo número 01 completo.

### 3.7.4 Influência da estabilização térmica do protótipo

Enquanto uma máquina está operando, a temperatura pode variar significativamente de uma parte a outra com a variação da carga. A variação térmica resultante causa mudanças nas dimensões lineares da máquina quando comparada com a máquina “fria” ou desligada. Desta forma, as dimensões lineares da máquina irão se modificar de uma forma complexa, com as partes “quentes” deformando mais do que as partes “frias” (Bently, 2002).

Esse comportamento poderia alterar os valores das frequências naturais estudadas nesse trabalho. Como o objetivo final da fabricação de um motor elétrico é operar integrado a alguma máquina, tornou-se importante a verificação da influência da temperatura dos protótipos nos modos de vibração.

Para essa avaliação, um pequeno furo, suficiente para a passagem dos cabos do estator, foi feito na tampa frontal dos quatro protótipos. Os ensaios foram executados em um dos laboratórios elétricos da WEG. Cada protótipo (completo) foi fixado pelos pés em uma base rígida (conforme IEC 60034-14)

para ser feita a análise modal na condição de temperatura ambiente ou “fria”. Logo após, o motor foi instalado em um dinamômetro para simulação da carga e estabilização da temperatura.

O critério de estabilização térmica utilizado é estipulado pela norma IEC 60034-1/10, onde o limite de variação da temperatura na carcaça do motor deve ser  $\pm 1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  em um intervalo de uma hora. A temperatura de estabilização térmica média dos quatro protótipos foi de  $87^{\circ}\text{C}$  e a temperatura ambiente média foi de  $24^{\circ}\text{C}$  que caracterizou a condição “fria” dos protótipos. Após atingir o critério de estabilização térmica, o protótipo foi novamente fixado na base rígida para uma nova análise modal na condição “quente”. Esse último passo foi realizado de forma rápida suficiente para não influenciar os resultados.

A Figura 3.25 ilustra esse processo e a Figura 3.26 apresenta duas curvas de FRF para cada protótipo, uma com o motor “frio” e a outra com o motor “quente”, ambas coletadas em um mesmo ponto.

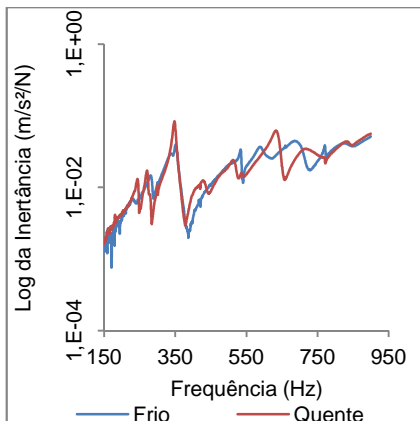


a) Protótipo fixo na base rígida e sistema de medição.

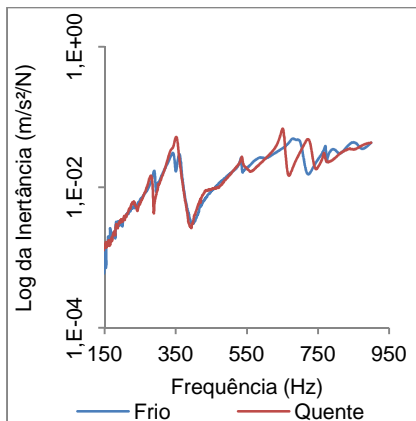


b) Termômetros para monitorar a temperatura e cabos de alimentação.

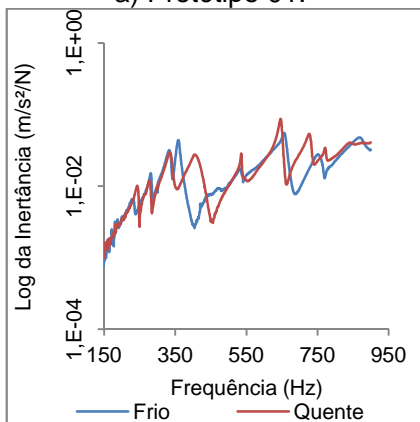
Figura 3.25 – Ensaio para avaliação da influência da temperatura nas frequências naturais do protótipo número 04 completo.



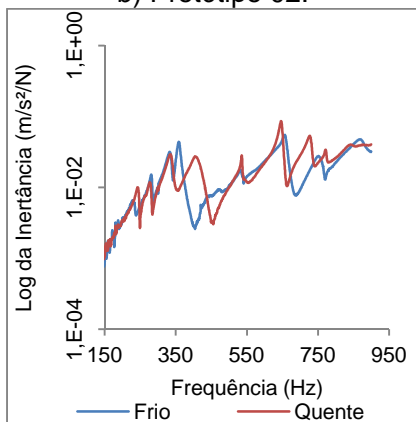
a) Protótipo 01.



b) Protótipo 02.



c) Protótipo 03.



d) Protótipo 04.

Figura 3.26 – Comparando curvas de inertância (mesmo ponto) antes a após a estabilização térmica de cada protótipo completo na condição fixa.

Com o aquecimento percebe-se uma pequena alteração na forma das curvas de inertância para os três primeiros modos (até 400 Hz). Porém, é possível notar que a região de frequências mais altas sofreu grande variação confirmando que houve alteração das propriedades de amortecimento e rigidez do protótipo. Com base nesse resultado espera-se grande oscilação no comportamento dos parâmetros modais a partir do quarto modo natural de vibração após a estabilização térmica de motores elétricos semelhantes aos protótipos estudados. Esse

comportamento restringiu o objetivo da solução numérica aos três primeiros modos para o protótipo fixo em base rígida. Uma vez concluído que as causas de incertezas e erros de medição produziram variações pequenas nos resultados para os três primeiros modos, pode-se avaliar de forma mais segura os resultados apresentados nas Figuras 3.17 e 3.18, quando são comparados resultados de peças diferentes do mesmo tipo de componente.

### 3.7.5 Carcaças pré-usinadas

A Figura 3.27 apresenta uma comparação dos resultados das frequências naturais dos quatro primeiros modos naturais de vibração de cada uma das quatro carcaças pré-usinadas nas condições livre e fixa na base. Na condição livre os desvios dos resultados das carcaças pré-usinadas foram maiores quando comparados com a condição fixa. Ao avaliar os dados separadamente percebe-se que a maior contribuição para essa diferença foram os resultados obtidos com a carcaça número 03. Se forem excluídos os resultados da carcaça 03, o campo médio de variação na condição livre cai de 8,99 % para 3,14 %. As hipóteses abaixo foram levantadas para explicar essa diferença:

- a) Porosidade causada no processo de fundição;
- b) Tensões internas causadas no processo de fundição;
- c) Tensões internas provocadas durante o processo de usinagem.

Para avaliar essas hipóteses os seguintes passos foram executados:

1. Medição da massa e das principais dimensões de cada carcaça;
2. Avaliação superficial da existência de porosidade;
3. Aplicar tratamento térmico de alívio de tensões nas carcaças 03 e 04.

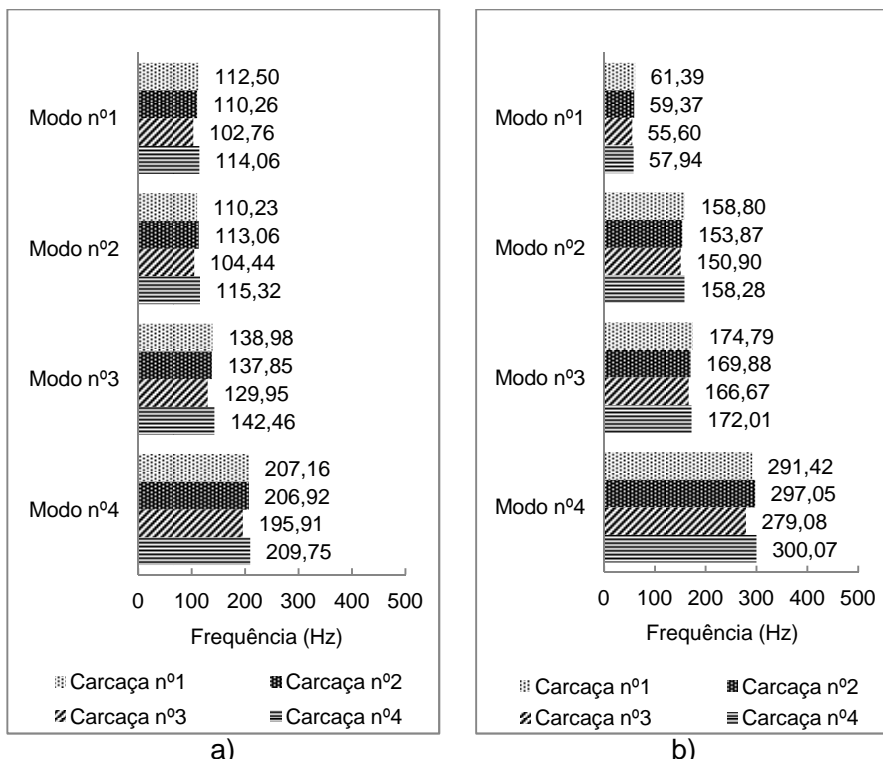


Figura 3.27 – Resultados das frequências naturais da carcaças pré-usinadas na condição livre (a) e na condição fixa (b).

A Tabela 3.2 apresenta os resultados das avaliações das massas referentes à hipótese a. Tal hipótese foi confirmada a partir da identificação de pontos de porosidade na carcaça 03. Entre as outras carcaças apenas a número 02 apresentou algumas falhas visíveis, porém poucas se comparado com as da carcaça 03. Avaliando os dados dimensionais e de massa (Tabela 3.2), chega-se à conclusão que a carcaça número 03 possuía menor massa devido à porosidade e não somente devido a uma diferença dimensional. As hipóteses b e c foram avaliadas após a usinagem final das carcaças 03 e 04 e poderão ser conferidas mais adiante.

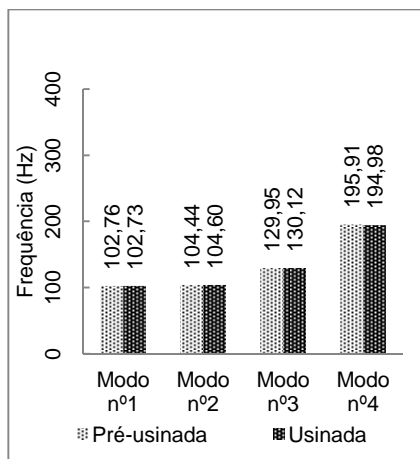
### 3.7.6 Carcaças usinadas



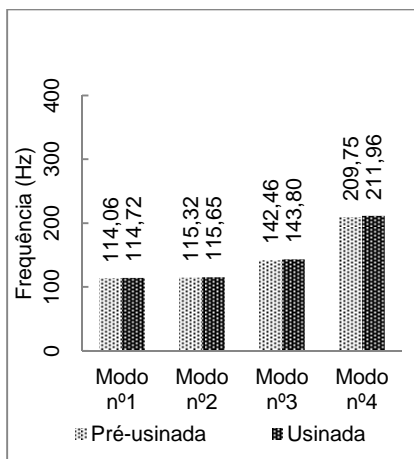
Das quatro carcaças iniciais, duas foram usinadas para obtenção das dimensões finais de montagem para avaliar o conjunto formado por tampas e carcaça sem a influência do estator. Porém, este não é um processo padrão WEG. No processo padrão de fabricação das carcaças, após saírem da fundição, elas sofrem uma pré-usinagem nos encaixes das tampas e usinagem final no diâmetro interno na região do estator. Logo depois os estatores são inseridos (prensados) para que os encaixes das tampas e a base dos pés possam ser usinados em suas dimensões finais. Este é um processo relativamente barato e rápido. Porém, é alto o custo e o tempo gasto para se usinarem os encaixes das carcaças sem estator. Assim, somente duas carcaças (números 03 e 04) sofreram um desvio em relação ao processo normal.

Na pré-usinagem os encaixes são deixados com um sobremetal apenas para que a mandriladora (máquina que usina o diâmetro interno) possa travar de forma centralizada a carcaça na mesa de usinagem. Então, o diâmetro interno é usinado na dimensão final de projeto. Por esse motivo, em carcaças pré-usinadas não é possível colocar tampas. Os encaixes nas suas dimensões finais, só são possíveis de serem usinados de duas formas: a) com o estator já inserido (padrão WEG) ou b) em máquina CNC (Comando Numérico Computadorizado), disponível no Departamento de Ferramentaria da WEG. Utilizar o processo b é muito mais caro e demorado. Em qualquer dos dois processos descritos a base dos pés só é usinada na dimensão final com o estator inserido na carcaça. Essa etapa serve para uniformizar a planicidade da base dos pés. Caso essa orientação não seja obedecida, pode ser produzido um desalinhamento entre mancais ao fixar-se o motor em uma base plana, devido a deformações da carcaça com pés não planos.

Sabendo que os pés poderiam não estar corretamente planos, os resultados na condição fixa até então indicam que a variação dos resultados relacionados a esse fator são baixos e desprezíveis. Voltando aos resultados experimentais dessa etapa, a usinagem final das carcaças não alterou de forma significativa os valores de frequência natural dos quatro primeiros modos (Figuras 3.28 e 3.29).

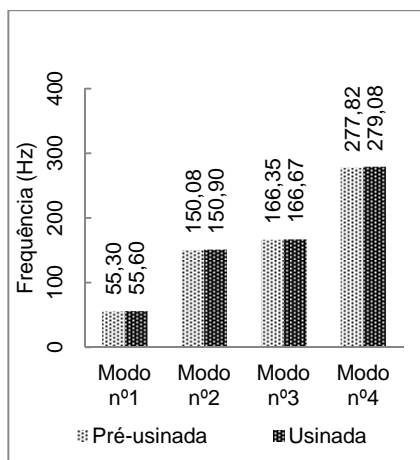


a) Carcaça 03.

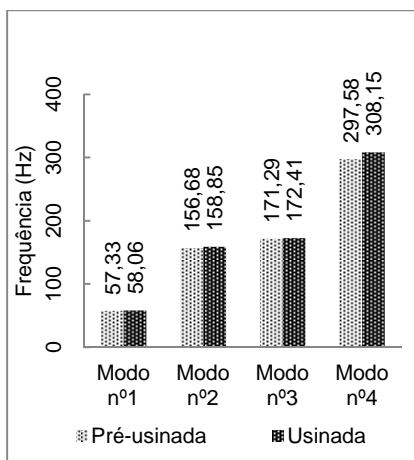


b) Carcaça 04.

Figura 3.28 – Resultados das frequências naturais antes e depois da usinagem final das carcaças 03 e 04 na condição livre.



a) Carcaça 03.



b) Carcaça 04.

Figura 3.29 – Resultados das frequências naturais antes e depois da usinagem final das carcaças 03 e 04 na condição fixa.

Tais resultados indicam que o processo de usinagem final não acrescentou tensões internas nas carcaças, pois praticamente não houve alteração das frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração.

### 3.7.7 Carcaças usinadas + tampas frontais + tampas traseiras

As carcaças 03 e 04 com usinagem dos encaixes das tampas foram avaliadas com quatro tampas frontais, ou seja, tampas do lado dianteiro ou de acoplamento do motor (tampas numeradas 2, 4, 5 e 6). Em seguida, uma das tampas frontais, a de número 06, permanecia fixa e esse conjunto foi avaliado com quatro diferentes tampas traseiras (tampas numeradas 1, 2, 3 e 4).

Todas as configurações foram ensaiadas nas condições livre e fixa. Foi utilizado um torque de aperto padrão de 8 kgfm dos parafusos de fixação das tampas. Os resultados são apresentados nas Figuras 3.30, 3.31, 3.32 e 3.33.

Um ponto importante deve ser observado. Na condição livre e, portanto, sem influência da planicidade dos pés da carcaça (Figura 3.30), os valores das frequências naturais apresentaram uma alteração insignificante com a substituição das tampas frontais na mesma carcaça. Porém, com a alteração da carcaça ocorreu uma variação de 8,57 %, semelhante às variações identificadas com as carcaças sozinhas (Figura 3.27a). Ou seja, nessa configuração as carcaças foram os principais componentes de alteração dos parâmetros modais.

O mesmo raciocínio utilizado na Figura 3.30 pode ser feito para a Figura 3.32, com variação máxima de 7,14 % na condição livre. Porém, a oscilação dos valores de frequências naturais devido à substituição das tampas traseiras foi um pouco maior quando comparada com a condição sem tampa traseira. Essa oscilação era esperada devido ao aumento da complexidade da estrutura. Com mais componentes também ocorreram deformações em regiões diferentes.

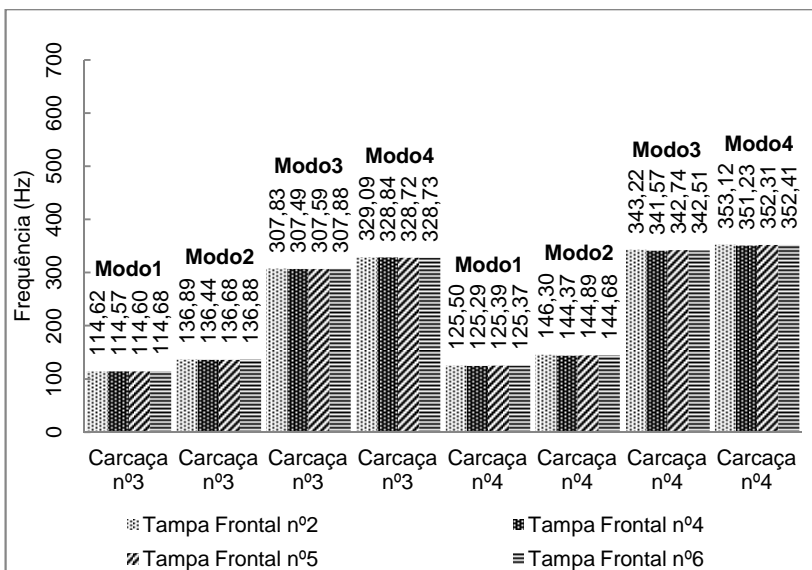


Figura 3.30 – Resultados das frequências naturais para as carcaças números 03 e 04 + tampas frontais na condição livre.

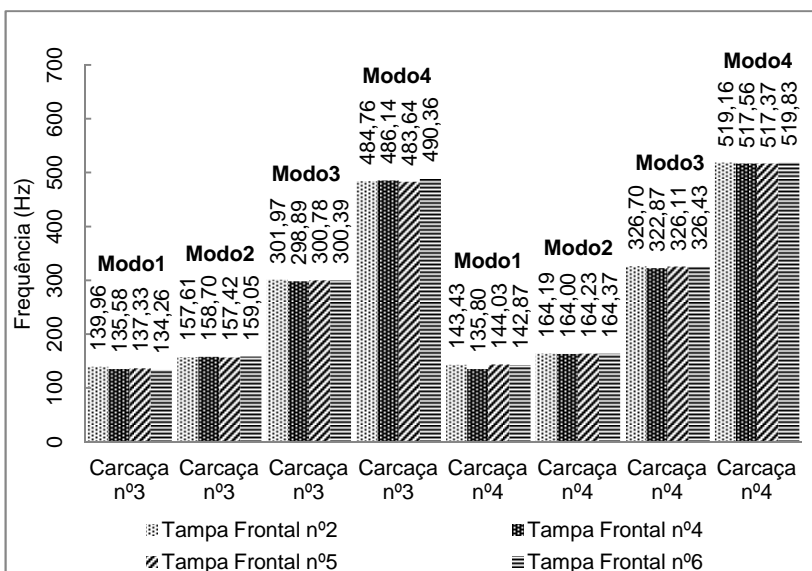


Figura 3.31 – Resultados das frequências naturais para as carcaças números 03 e 04 + tampas frontais na condição fixa.

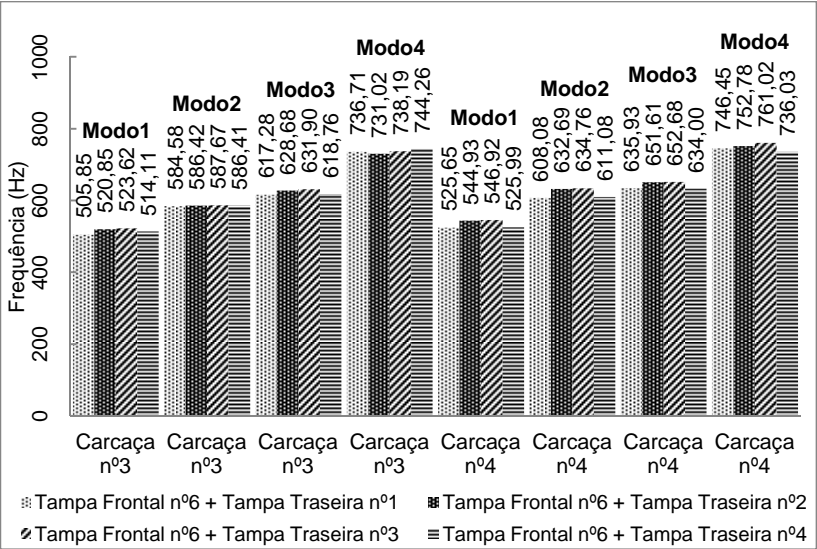


Figura 3.32 – Resultados das frequências naturais para as carcaças 03 e 04 + tampas frontais+ tampas traseiras na condição livre.

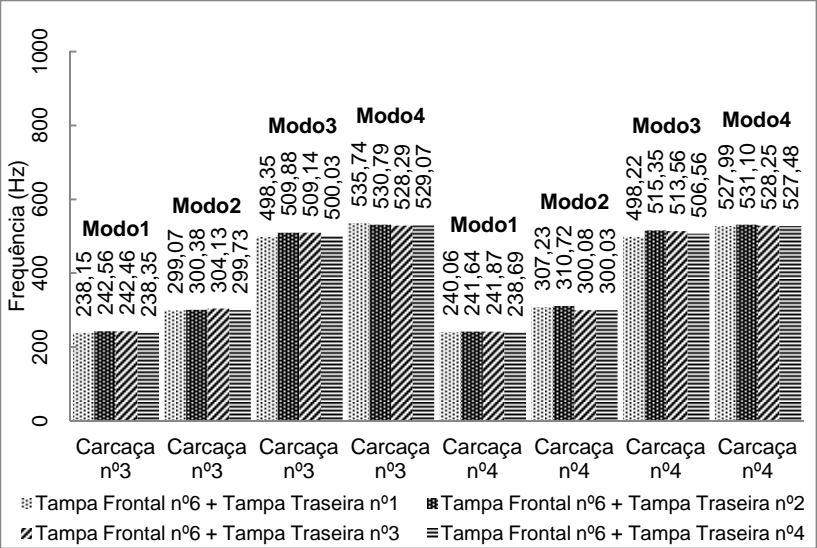
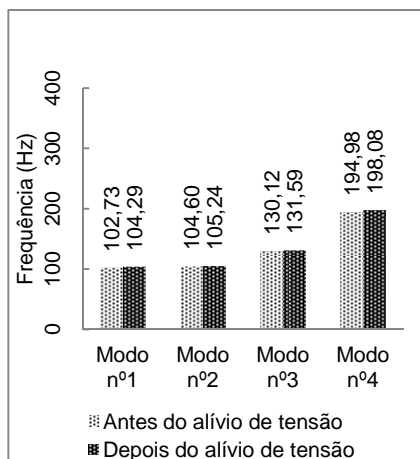


Figura 3.33 – Resultados das frequências naturais para as carcaças 03 e 04 + tampas frontais+ tampas traseiras na condição fixa.

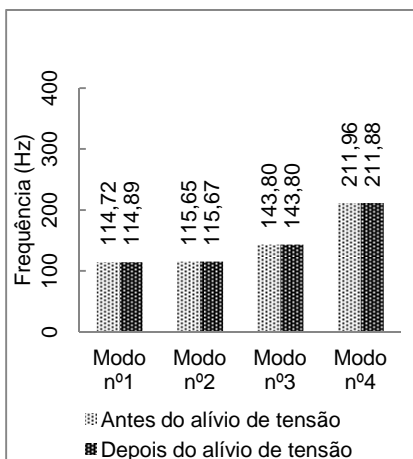
### 3.7.8 Alívio de tensão após a usinagem

Apesar das evidências apontarem para a porosidade como sendo a principal causa da grande diferença dos valores de frequências naturais entre a carcaça 03 e as demais, a avaliação seguiu com o tratamento térmico de alívio de tensões depois da usinagem final das carcaças número 03 e 04. As Figuras 3.34 e 3.35 apresentam os resultados encontrados.

O alívio de tensões depois da usinagem final não apresentou diferença significativa das frequências naturais na condição livre. A maior diferença foi de 6,49 % na condição fixa, e ocorreu para o primeiro modo da carcaça número 04. Observando as informações da Figura 3.35 é possível associar esse desvio à deformação da carcaça e não a uma suposta alteração na sua rigidez devido ao tratamento térmico. Caso contrário os valores de frequências naturais na condição livre também deveriam apresentar diferenças significativas. Como nessa etapa a planicidade dos pés ainda não havia sido corrigida, supõe-se que ocorreu uma deformação da carcaça após ser fixada por parafusos à base, causando pré-tensões e alteração de rigidez.



a) Carcaça 03.



b) Carcaça 04.

Figura 3.34 – Comparação do efeito tratamento térmico de alívio de tensões nas frequências naturais das carcaças 03 e 04 usinadas e na condição livre.

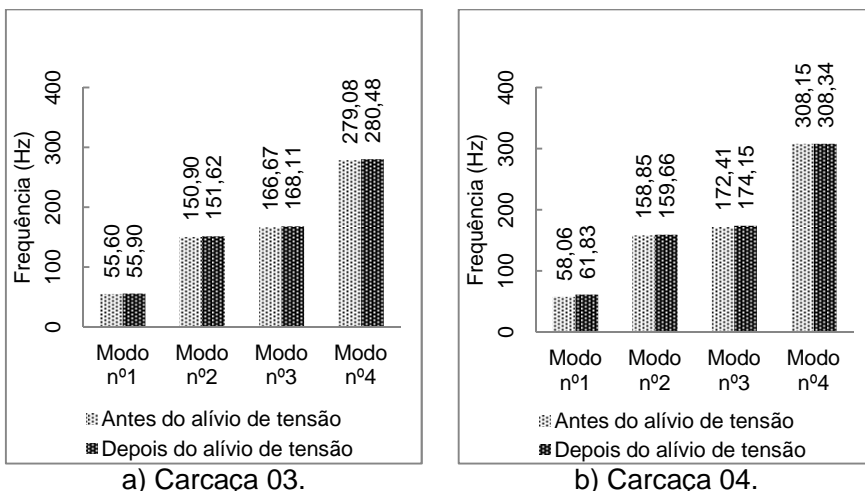


Figura 3.35 – Comparação do efeito tratamento térmico de alívio de tensões nas frequências naturais das carcaças 03 e 04 usinadas e na condição fixa.

Como no motor completo a falta de planicidade dos pés é minimizada a partir da usinagem final da base dos pés, espera-se que o alívio de tensão após a usinagem das carcaças não produza um efeito significativo nesse tipo de peça isoladamente. Porém, é preciso avaliar seu efeito com as tampas. Para facilitar essa comparação as Figuras 3.36, 3.37, 3.38 e 3.39 apresentam as variações percentuais encontradas antes e depois do tratamento térmico para cada modo, em cada condição de montagem específica. As referências utilizadas para esse cálculo foram os valores de frequência natural coletados antes do alívio de tensão.

O comportamento apresentado em função dos desvios entre uma condição e outra é semelhante ao observado anteriormente nas Figuras 3.31 e 3.32, onde, com a introdução da tampa traseira ocorreu uma maior flutuação dos resultados. Na condição fixa foi encontrada a maior variação (5,61 %). Portanto, o alívio de tensões indicou trazer pouca modificação quando feito após a usinagem. Baseado nas observações apresentadas até o momento, de pouca alteração das frequências naturais com a substituição das tampas, não foram

realizadas substituições de tampas nas avaliações com o estator inserido na carcaça.

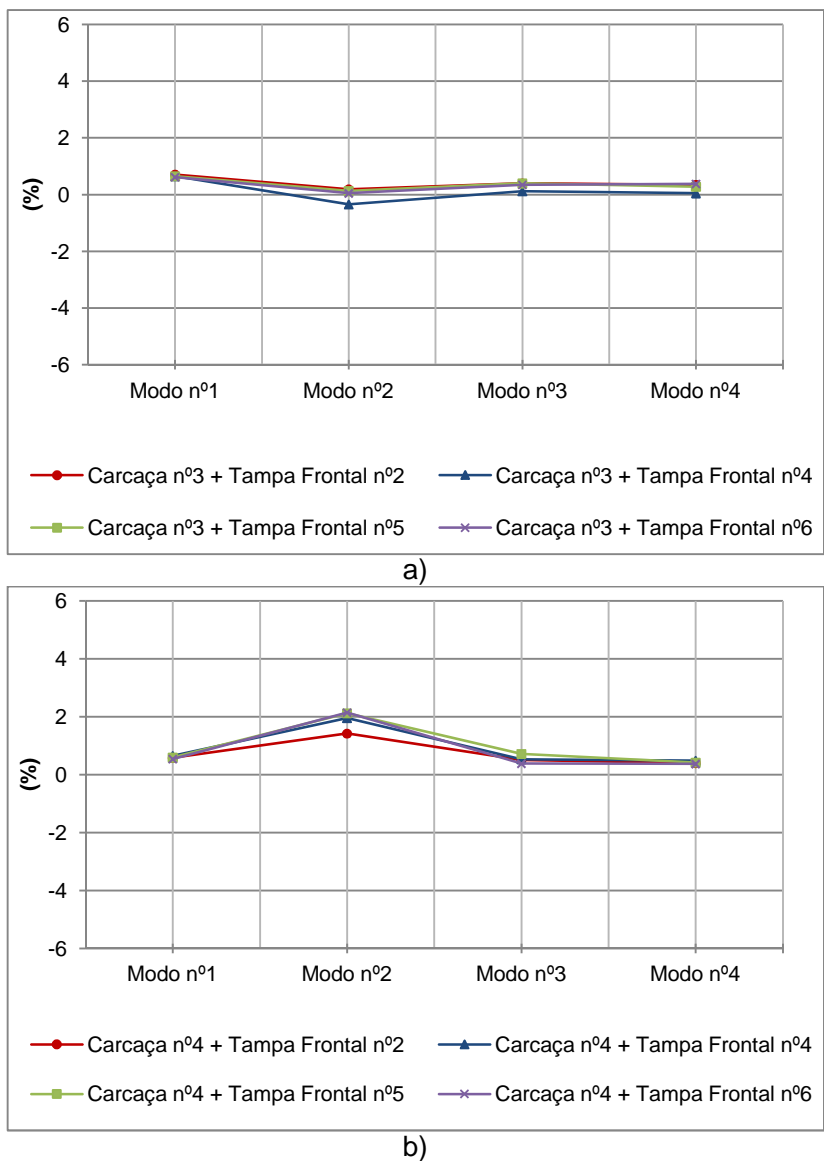
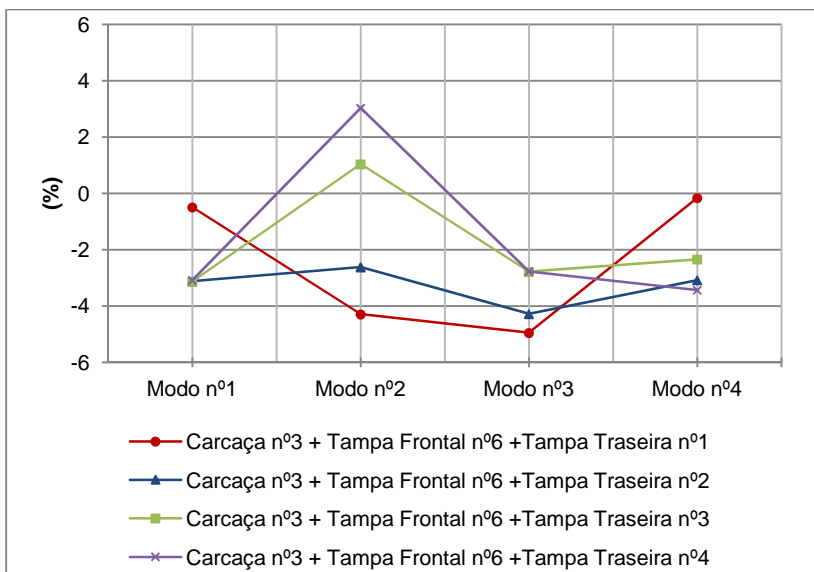
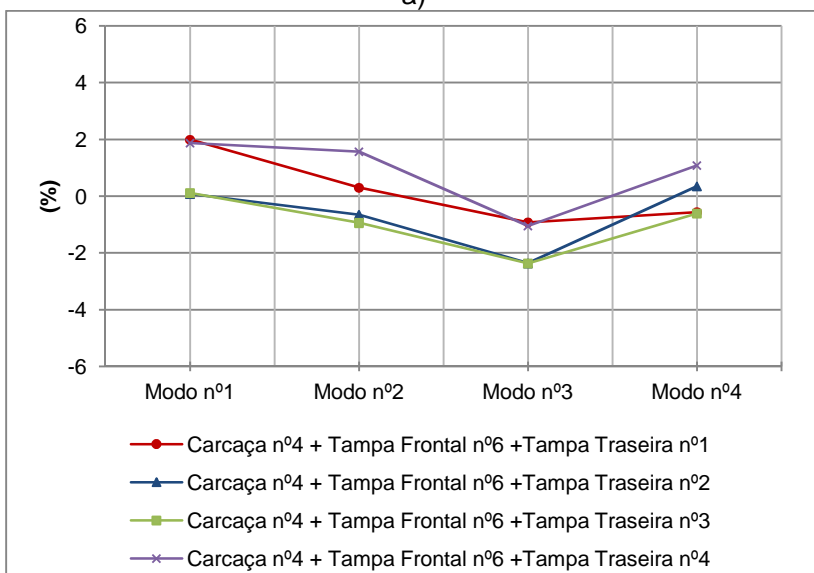


Figura 3.36 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampas frontais na condição livre.



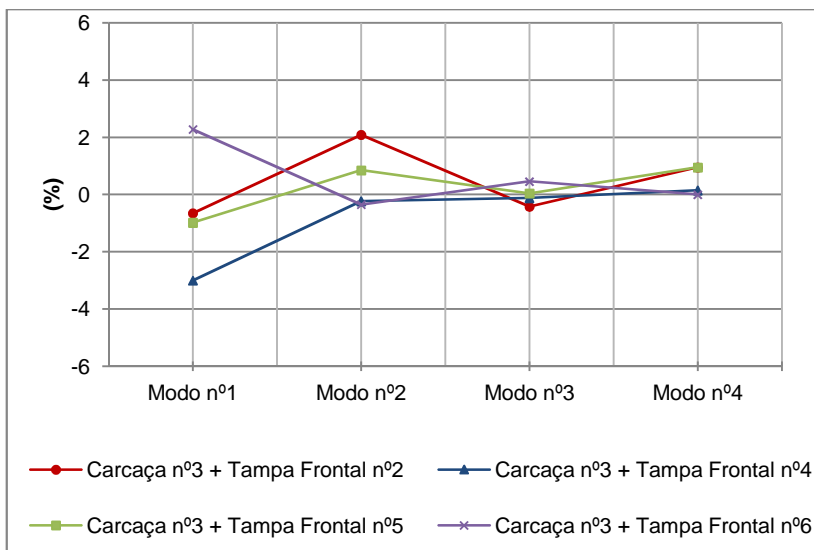


a)

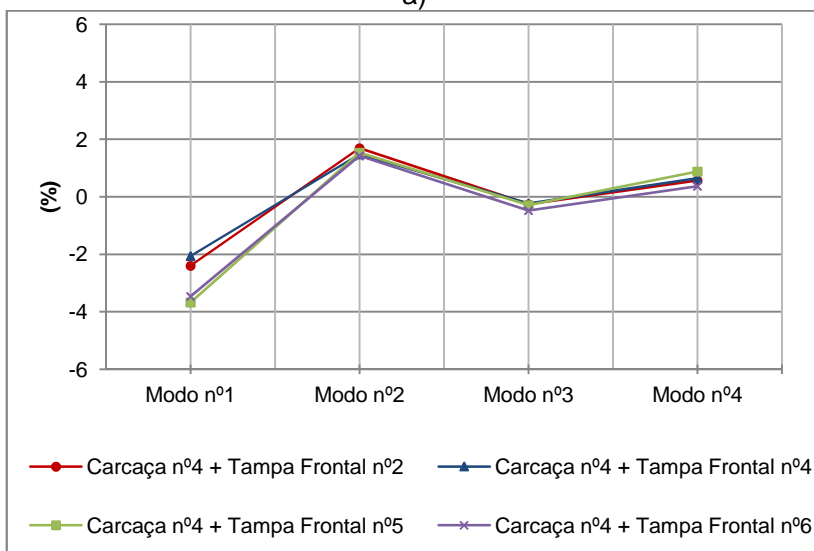


b)

Figura 3.37 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampa frontal + tampas traseiras na condição livre.

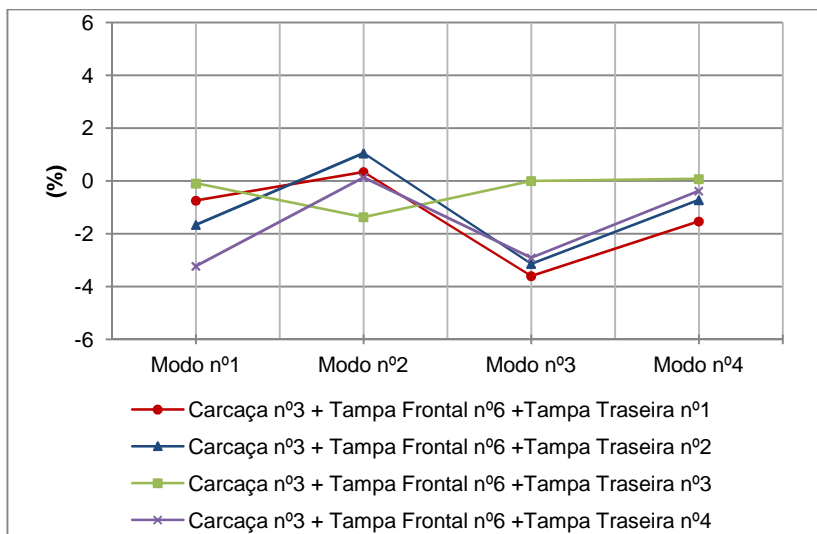


a)

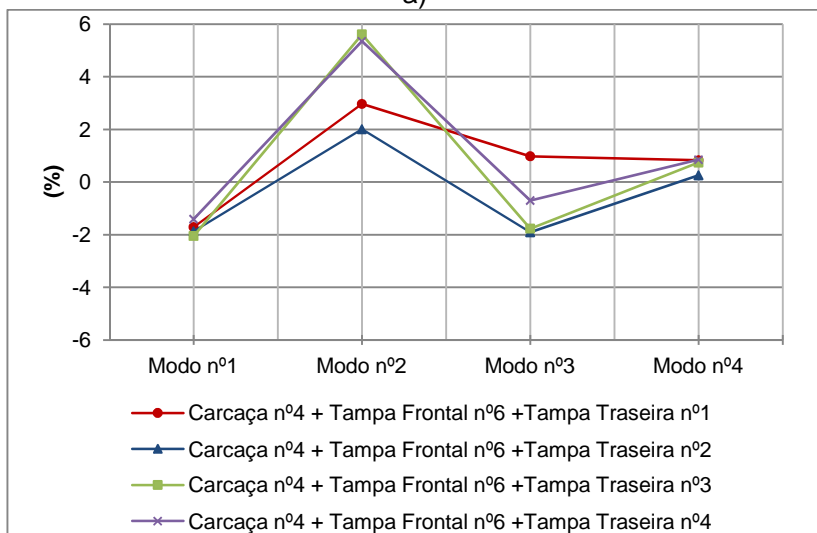


b)

Figura 3.38 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampas frontais na condição fixa.



a)



b)

Figura 3.39 – Variação das frequências naturais após alívio de tensão nas carcaças + tampa frontal + tampas traseiras na condição fixa.

### 3.7.9 Tampas frontais, traseiras e estatores

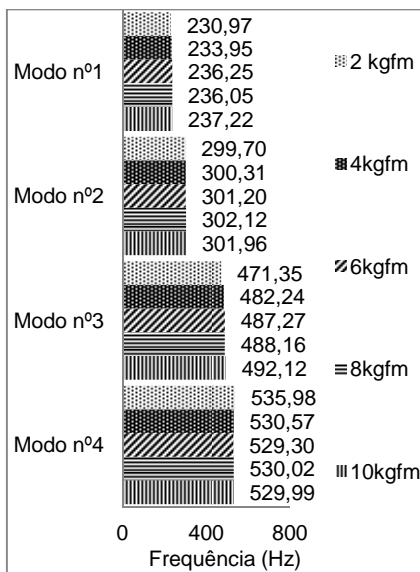
A partir dos dados da Figura 3.16, os desvios identificados nesses três conjuntos de peças podem ser considerados satisfatórios. Os desvios relativos às tampas são da ordem de grandeza das variações devido à repetição das medições levantadas no Item 3.7.1 e os desvios relacionados aos estatores são menores que as configurações avaliadas até o momento.

#### 3.7.10 Variação do torque de aperto dos parafusos de fixação de tampas e dos pés da carcaça

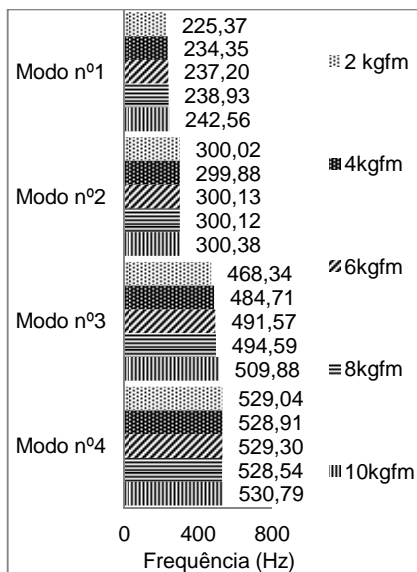
Até, então, toda a avaliação comparativa se concentrou nas peças montadas com parafusos nos quais o torque de aperto dos parafusos de fixação foi de 8 kgfm para as tampas e 10 kgfm para os pés das carcaças. Esse fator também pode ser considerado uma fonte de erro, uma vez que foram observadas deformações nas peças devido, principalmente, ao processo de usinagem. Nos resultados dessa etapa a aplicação de torque nos parafusos de fixação seguiram os seguintes critérios:

1. Para tampas foram aplicados os torques de 2 kgfm, 4 kgfm, 6 kgfm e 8 kgfm com a carcaça fixa por um torque único de 10 kgfm em seus parafusos de fixação;
2. Para os pés das carcaças os torques foram 2 kgfm, 4 kgfm, 6 kgfm, 8 kgfm e 10 kgfm com as tampas fixas por um torque único de 8 kgfm em seus parafusos de fixação.

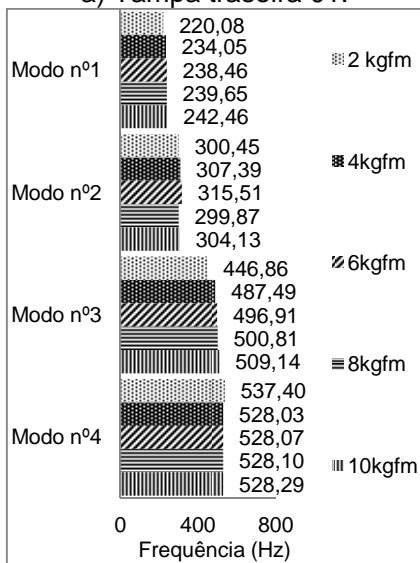
As Figuras 3.40 e 3.41 apresentam os resultados dos testes de variação do torque dos parafusos de fixação dos pés da carcaça com uma tampa frontal e quatro tampas traseiras diferentes. Os resultados dos testes de variação dos torques dos parafusos de fixação das tampas encontram-se no Apêndice C. De acordo com este Apêndice, a influência do torque de aperto dos parafusos de fixação das tampas nas frequências naturais parece ser desprezível. No caso da análise do torque de fixação da carcaça pelos pés, a diferença foi maior com baixo torque (2 kgfm), no primeiro e terceiro modos, principalmente na carcaça quatro. Isto é algo esperado, uma vez que tais modos de vibração da carcaça fixa pelos pés são predominantemente de flexão lateral da carcaça.



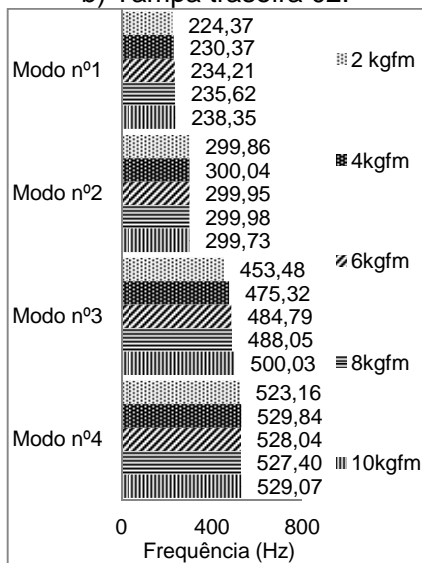
a) Tapa traseira 01.



b) Tapa traseira 02.

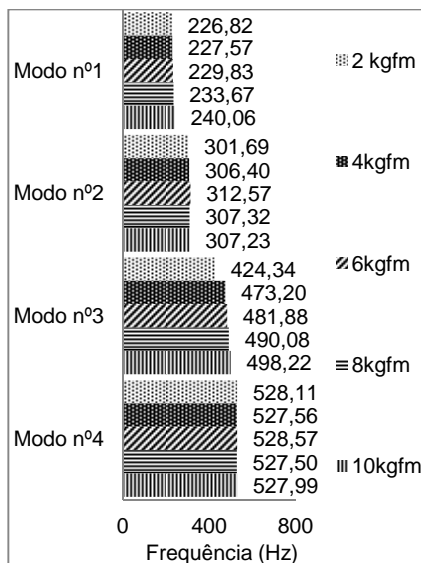


c) Tapa traseira 03.

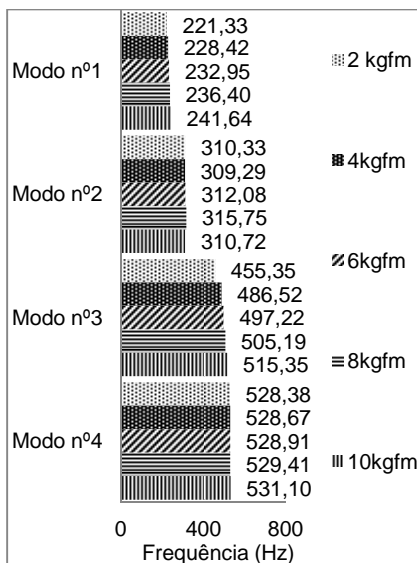


d) Tapa traseira 04.

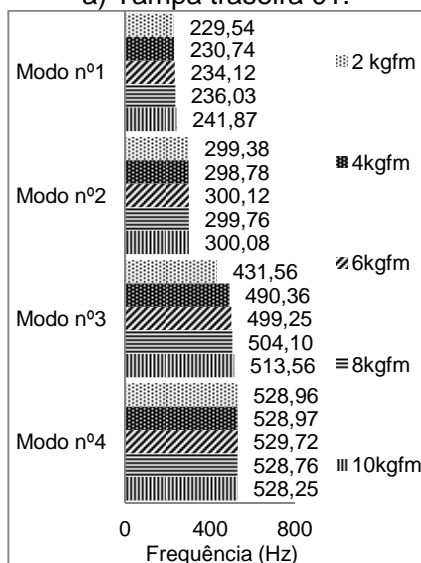
Figura 3.40 – Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação dos pés da carcaça 03 nas frequências naturais dos conjuntos com a tampa frontal 06 e tampas traseiras diferentes.



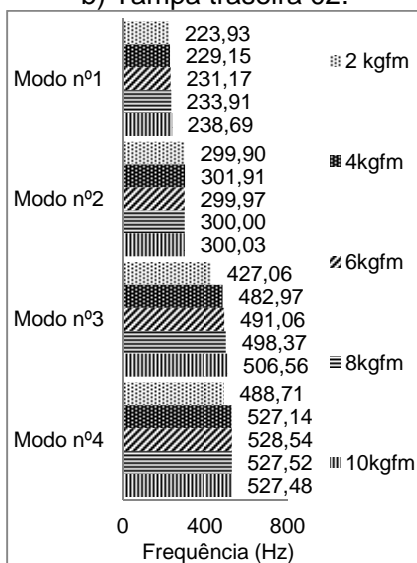
a) Tapa traseira 01.



b) Tapa traseira 02.



c) Tapa traseira 03.



d) Tapa traseira 04.

Figura 3.41– Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação dos pés da carcaça 04 nas frequências naturais dos conjuntos com a tampa frontal 06 e tampas traseiras diferentes.

Um torque de 2 kgfm é baixo para ser aplicado em situações reais. As variações de frequências naturais devido aos torques de 8 kgfm e 10 kgfm ficaram muito próximas das variações devido à repetição das medições levantadas no Item 3.7.1. Com base nessas observações foi adotado um único valor de torque nas avaliações das frequências naturais da carcaça com estator inserido. Este torque foi de 8 kgfm para fixação das tampas e 10 kgfm para fixação dos pés da carcaça na base.

A Figura 3.42 apresenta a forma dos quatro primeiros modos de vibração identificados para esse conjunto de montagem fixado pelos pés da carcaça.

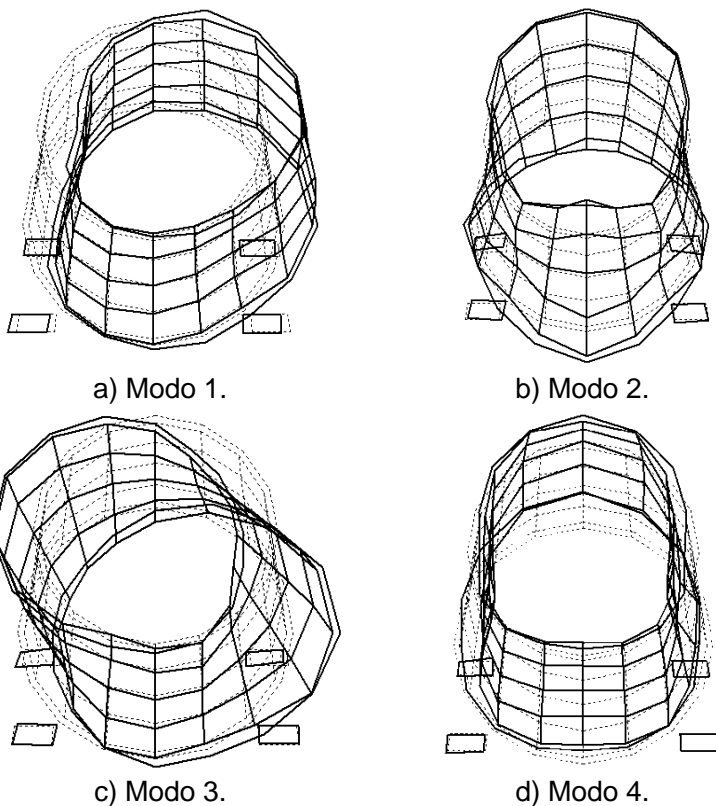


Figura 3.42 – Quatro primeiros modos de vibração da carcaça fixa pelos pés com as tampas, extraídos experimentalmente na condição de carcaça fixa.

### 3.7.11 Carcaças + estatores

A Figura 3.43 apresenta os resultados das frequências naturais após a inserção do estator na carcaça. Como seria esperado, a inserção do estator na carcaça aumentou significativamente os valores das frequências naturais dos quatro primeiros modos em ambas as condições de contorno quando comparados com os valores das carcaças sem estator. Porém o fato de uma das montagens carcaça/estator (carcaça 04 e estator 02) apresentar uma maior interferência não refletiu em um aumento significativo dos valores de frequências naturais quando comparado com as outras montagens com diferentes interferências.

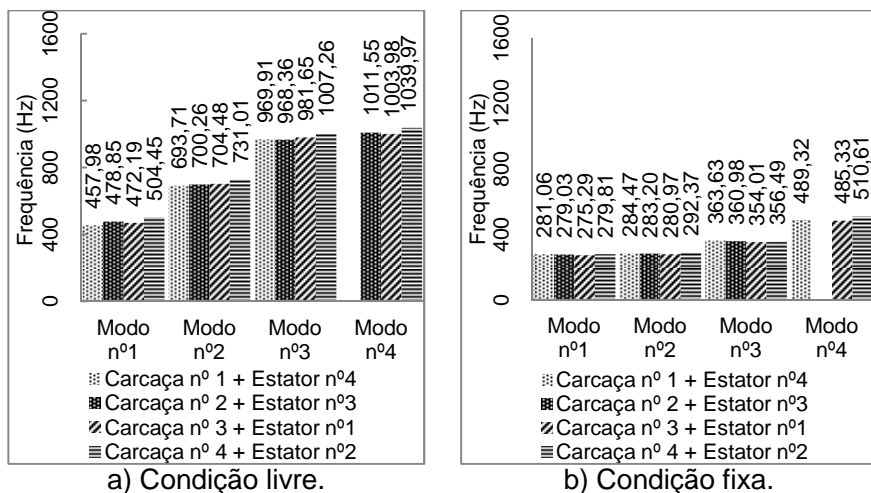


Figura 3.43 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator.

As maiores variações foram encontradas para o primeiro modo na condição livre (9,71 %) e para o quarto modo na condição fixa (5,10 %). Não foi possível identificar o quarto modo da carcaça 01 com o estator 04 na condição livre e da carcaça 02 com o estator 03 na condição fixa.

### 3.7.12 Carcaças + estatores + tampas frontais



A Figura 3.44 apresenta os resultados das frequências naturais com as quatro tampas frontais montadas após a inserção do estator na carcaça. Os valores máximos de variação identificados para essa composição foram respectivamente 6,04 % e 7,20 % para o primeiro modo na condição livre e fixa.

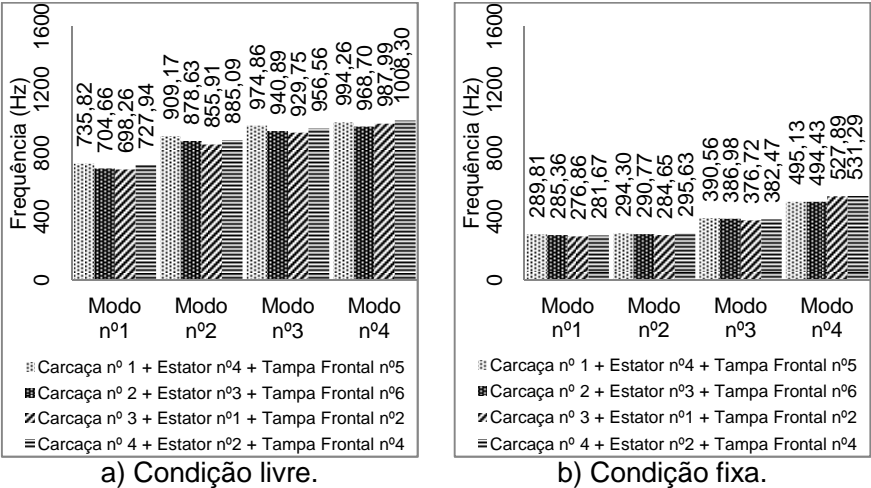
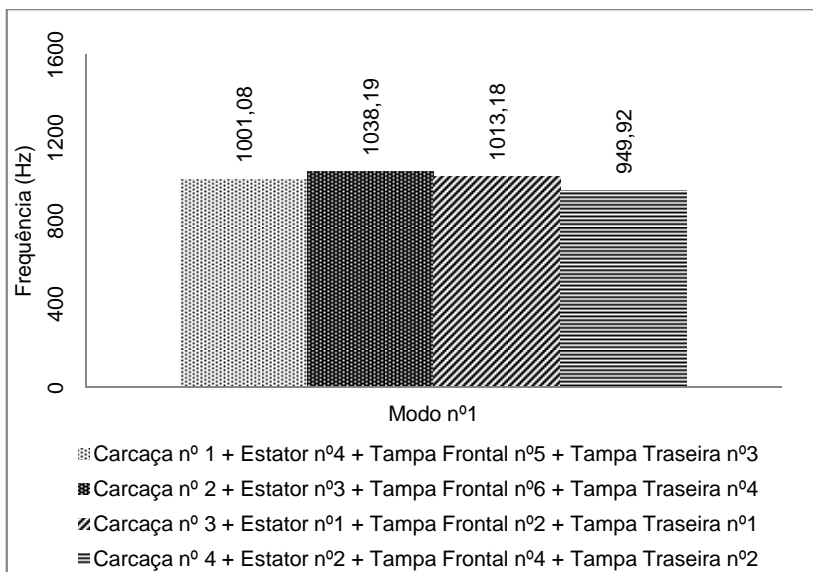


Figura 3.44 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator + tampa frontal.

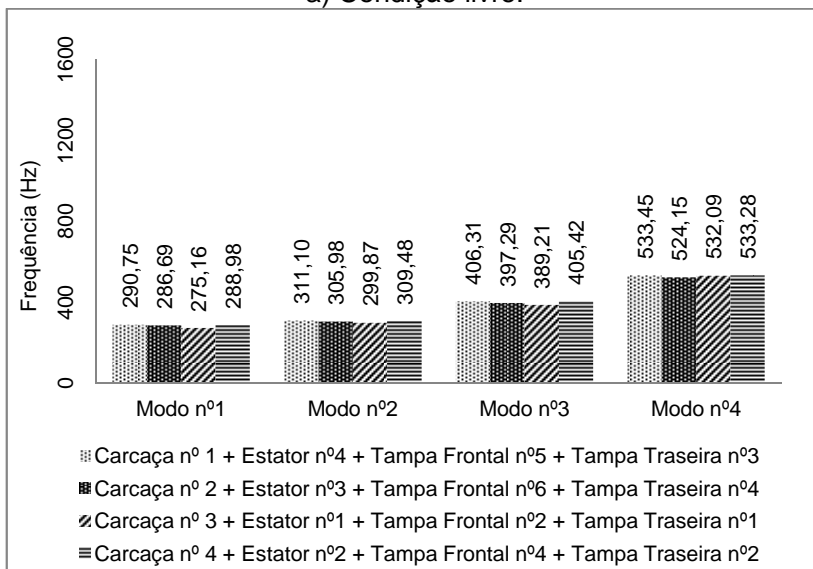
Quando comparado com a situação anterior, o efeito da fixação da tampa frontal teve influência significativa nos valores de frequências naturais na condição livre para os dois primeiros modos de vibração, porém na condição fixa a diferença, de forma inesperada, se mostrou relativamente pequena para todos os modos.

3.7.13 Carcaças + estatores + tampas frontais + tampas traseiras

Após a montagem da tampa traseira nas montagens anteriores, na condição livre foi possível identificar apenas o primeiro modo de vibração com o auxílio do *Cross MAC*. Nota-se o mesmo efeito observado anteriormente, com alteração significativa na condição livre, porém relativamente pequena na condição fixa. A Figura 3.45 apresenta os resultados.



#### a) Condição livre.



#### b) Condição fixa.

Figura 3.45 – Resultados das frequências naturais para a carcaça + estator + tampa frontal + tampa traseira.

Ficou claro que com o aumento da complexidade da estrutura a partir da instalação das tampas traseiras, a identificação dos modos de vibração na condição livre tornou-se mais difícil. Por este motivo e com base na definição das normas apresentadas no Item 1.3.2, os parâmetros modais relativos ao protótipo completo foram extraídos apenas dos ensaios na condição fixa.

Outra observação importante que deve ser feita ao avaliar os resultados após a instalação tanto das tampas frontais, quanto das traseiras, é a anulação do efeito da maior interferência da carcaça 04 com o estator 02. Sem as tampas o conjunto com maior magnitude de interferência entre estator e carcaça, de forma discreta, assumiu valores de frequências naturais maiores, porém essa diferença desapareceu com a instalação das tampas.

Ao observar os dados da Tabela 3.4 e comparando-os aos resultados das Figuras 3.44 e 3.45 percebe-se que o diâmetro médio dos encaixes das carcaças 01 e 02, por serem maiores, geraram uma maior interferência na montagem com as tampas e, conseqüentemente, apresentaram valores de frequências naturais ligeiramente maiores ou próximos dos outros dois conjuntos de montagem. Portanto, a influência da magnitude da interferência entre estator e carcaça nas frequências naturais do conjunto, dependerá da magnitude da interferência dos encaixes entre tampas e carcaça.

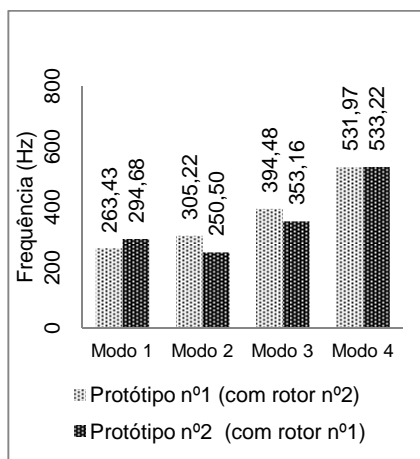
#### 3.7.14 Protótipo completo

Nesse trabalho entende-se por motores montados os protótipos que possuem carcaça, tampas frontais e traseiras, estator e rotor. A montagem do rotor na carcaça e tampas subentende o uso dos rolamentos dianteiro e traseiro e dos respectivos anéis interno e externo de fixação destes rolamentos às tampas (ver a Figura 2.8). O conjunto de ventilação forçada (defletora e ventilador) foi negligenciado por contribuírem com quantidade desprezível de massa e rigidez ao restante do conjunto. As peças escolhidas para compor cada protótipo estão listadas na Tabela 3.12:

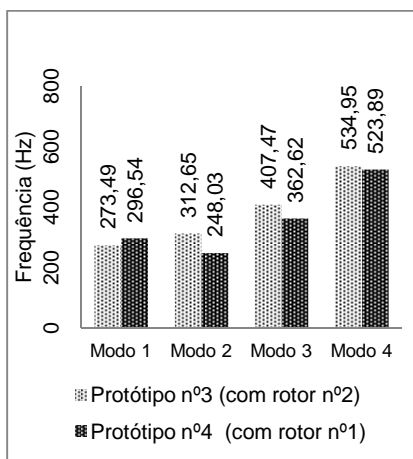
Tabela 3.12 – Configuração dos protótipos montados.

Protótipo nº	Carcaça nº	Tampa Frontal nº	Tampa Traseira nº	Estator nº	Rotor nº
1	3	2	1	1	2
2	4	4	2	2	1
3	1	5	3	4	2
4	2	6	4	3	1

Com a instalação dos rotores observou-se um efeito peculiar e inesperado dos modos de vibração. Esperava-se que o comportamento observado nas outras configurações se mantivesse, porém ao comparar os dois protótipos, constatou-se uma inversão dos dois primeiros modos, ou seja, o primeiro modo do protótipo 01 foi identificado como sendo o segundo modo do protótipo 02, e vice-versa. O mesmo ocorreu com os protótipos 03 e 04. Como consequência, a variação dos valores das frequências naturais foram as mais elevadas de todas as configurações, respectivamente 11,74 %, 23,15 % e 14,31 % para o primeiro, o segundo e terceiros modos naturais de vibração na condição fixa. A Figura 3.46 apresenta os resultados.



a)



b)

Figura 3.46 – Resultados de frequências naturais dos protótipos após os rotores instalados na condição fixa.

O fato dessa inversão de modos ter se manifestado após a introdução do rotor ao conjunto fez com que as suspeitas, obviamente, recaíssem sobre os rotores. Para avaliar essa possibilidade, inverteram-se os rotores dos protótipos 01 e 02, e 03 e 04, respectivamente. Os resultados indicaram que os rotores causaram a grande variação dos resultados na condição fixa alterando os desvios devido à variação dos modos para 8,10 %, 25,84 % e 17,70 %, respectivamente, para o primeiro, o segundo e terceiros modos naturais (Figura 3.47).

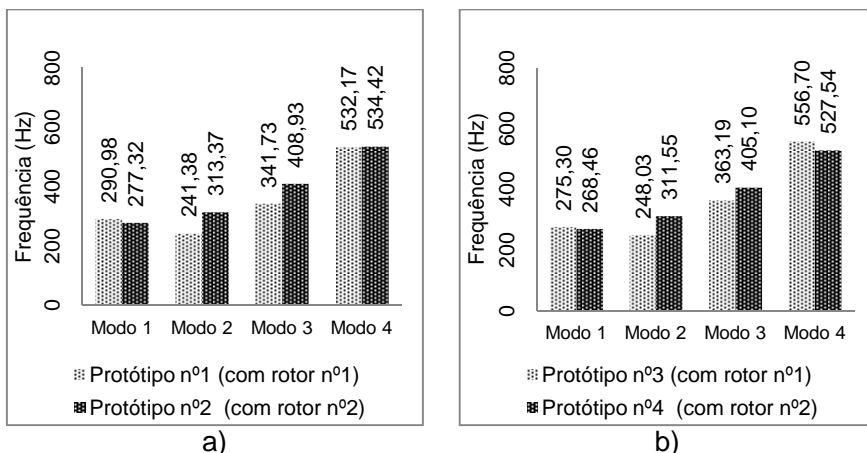


Figura 3.47 - Resultados de frequências naturais dos protótipos após a troca (inversão) dos rotores na condição fixa.

Os rotores foram retirados para analisar a causa dessa grande variação de resultados. No rotor 02 os anéis de fixação internos dos rolamentos dianteiro e traseiro estavam trocados (ver anéis de fixação dos rolamentos na Figura 2.9a). Devido a uma diferença entre os anéis dianteiro e traseiro (Figura 2.9b), essa troca causou uma maior deformação das molas de pré-carga na traseira (Figura 2.9b) e uma folga do rolamento na tampa dianteira, anulando o efeito de pré-carga das molas. Já a montagem do rotor 01 proporciona uma distribuição de cargas sobre as tampas devido à pré-carga das molas, alterando uma das principais condições de contorno da carcaça dos protótipos: o encaixe entre tampas e carcaça. Algumas análises modais experimentais realizadas nos conjuntos com tampas levaram em consideração esse encaixe. O que torna possível essa avaliação

é a forma de encaixe entre tampa e carcaça (Figura 2.6). O diâmetro interno da tampa se encaixa no diâmetro externo do encaixe da carcaça. Assim, é necessário colocar os acelerômetros em ambas as extremidades para uma correta avaliação (Figura 3.48).



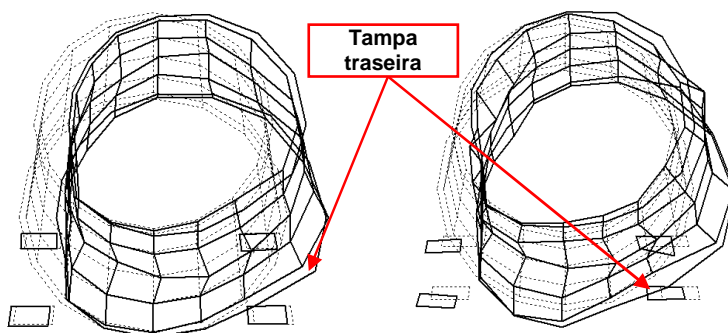
a) Encaixe entre tampa e carcaça.



b) Posicionamento dos acelerômetros.

Figura 3.48 – Detalhes da medição nos encaixes dos protótipos.

No modelo da análise modal experimental as tampas foram representadas por um círculo um pouco maior nas extremidades do cilindro que representa a carcaça. As animações dos dois primeiros modos mostram uma maior deformação na região dos encaixes da tampa traseira no protótipo montado com os anéis de fixação internos corretos (Figura 3.49).



a) Segundo modo - Com anéis internos incorretos.

b) Primeiro modo - Com anéis internos corretos.

Figura 3.49 – Avaliação da deformação dos encaixes dos dois primeiros modos.

As tampas, por estarem fixadas em quatro pontos na carcaça (parafusos de fixação), ao se deformarem devido a uma carga axial transmitem radialmente os esforços correspondentes para os encaixes na carcaça. Pelo comportamento dos modos afetados, verifica-se que na situação em que os anéis dianteiros e traseiros estavam corretos o esforço axial produziu o efeito de inversão dos modos um e dois devido aos esforços produzidos radialmente, propiciando uma maior deformação do encaixe na tampa traseira, que é menos rígida por não possui aletas (ver a Figura 2.7b).

O comportamento na deformação da tampa traseira já havia sido percebido pelos resultados da extensometria durante a montagem dos conjuntos.

Um último teste feito foi retirar o anel de fixação externo traseiro, deixando o rotor sem qualquer tipo de esforço axial. Os resultados são apresentados na Figura 3.50. No caso sem o esforço axial, ou seja, anéis internos dianteiro e traseiro trocados houve pouca alteração dos valores de frequência natural com relação aos protótipos sem anéis externos traseiros.

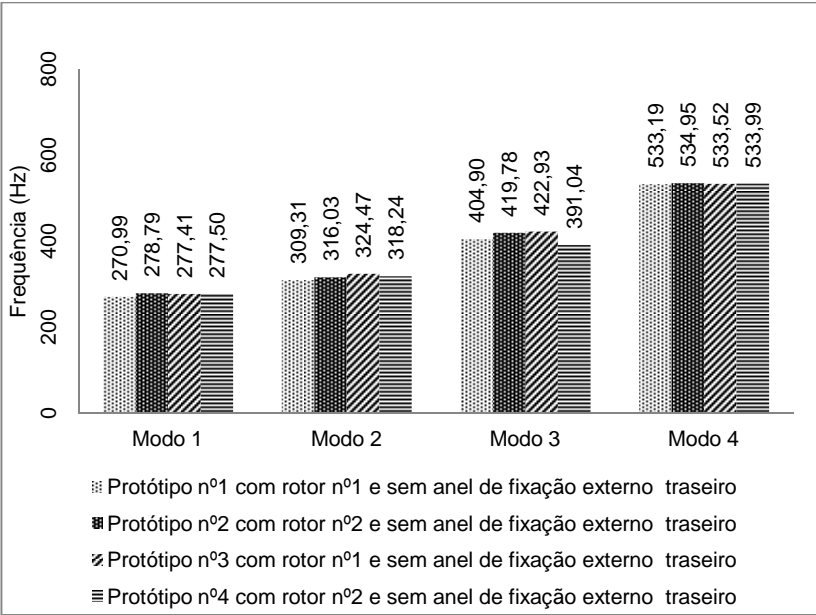


Figura 3.50 – Resultados de frequências naturais após retirar o anel de fixação externo traseiro na condição fixa.

Os resultados apresentam uma variação de 2,82 %, 4,78 % e 7,78 % para o primeiro, segundo e terceiro modos naturais, indicando menores variações e ausência de inversão da posição dos modos em relação às frequências para todos os protótipos. Disto se conclui que o que produz o efeito de inversão dos modos é realmente o efeito de deformação das tampas devido à pré-carga axial. Os resultados mostram também que uma maior interferência entre estator e carcaça, para uma mesma espessura de carcaça não é tão efetiva para a alteração dos primeiros modos de vibração.

A qualidade dos resultados foi confirmada pela excelente correlação entre os modos dos protótipos, medido pelo Cross MAC. Por se tratarem de duas estruturas complexas esses resultados indicam que os experimentos, bem como a fabricação e montagem (sem influência do esforço axial), foram bem executados (Figura 3.51).

Para finalizar, a Figura 3.52 apresenta os resultados finais dos protótipos com o rotor 02 e anéis de fixação externo, montagem que também deixou o rotor sem qualquer tipo de esforço axial e a Figura 3.53 com a montagem correta para efeito comparativo.

Shape					Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4
	Label				GPO:GPO	GPO:GPO	GPO:GPO	GPO:GPO
		Frequency			278,788	316,034	419,782	534,85
			Damping (%)			0,828331	0,799069	1,79177
		Color						
Shape 1	GPO:GPO	270,989	1,39648		0,934	0,075	0,011	0,125
Shape 2	GPO:GPO	309,314	2,10942		0,061	0,980	0,013	0,313
Shape 3	GPO:GPO	404,896	6,02618		0,024	0,009	0,964	0,138
Shape 4	GPO:GPO	533,193	0,466045		0,273	0,095	0,089	0,853

#### a) Protótipos 01 e 02.

Shape					Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4
	Label	Frequency			GPO:GPO	GPO:GPO	GPO:GPO	GPO:GPO
					277.498	318.236	391.04	533.986
			Damping (%)		1.06614	1.62592	3.39829	1.00494
		Color						
Shape 1	GPO:GPO	277.413	1.22139		0.934	0.000	0.121	0.088
Shape 2	GPO:GPO	324.47	2.15243		0.014	0.868	0.174	0.020
Shape 3	GPO:GPO	422.93	0.127451		0.197	0.005	0.815	0.261
Shape 4	GPO:GPO	533.524	1.05041		0.041	0.253	0.138	0.816

#### b) Protótipos 03 e 04.

Figura 3.51 – Cross MAC entre os protótipos sem anel de fixação externo traseiro e fixos pelos pés em base rígida.



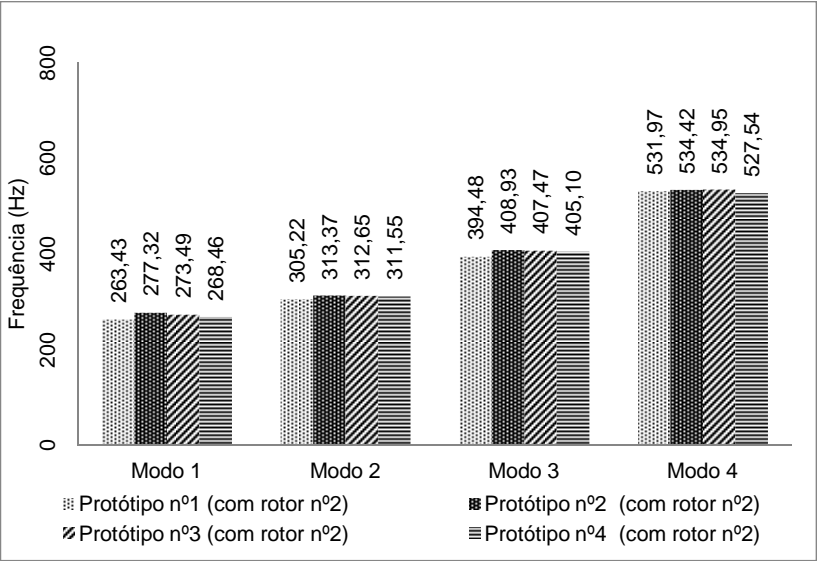


Figura 3.52 – Resultados finais de frequências naturais para os protótipos completos com o rotor 02 na condição fixa.

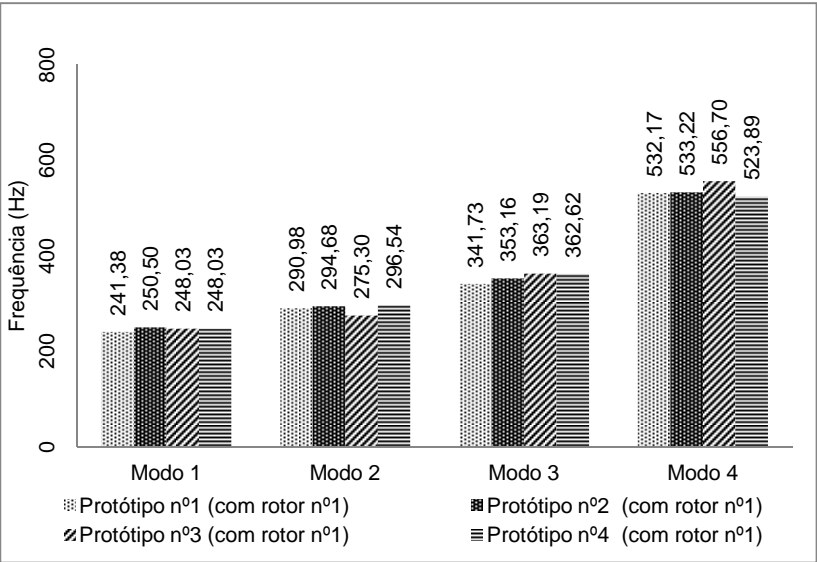


Figura 3.53 – Resultados finais de frequências naturais para os protótipos completos com o rotor 01 (montagem correta) na condição fixa.

### 3.8 Conclusões da Análise Experimental

Com a montagem sem carga axial, o maior desvio encontrado foi de 5,14 % para o primeiro modo. Os resultados indicam que os três primeiros modos de vibração dos protótipos estudados são muito sensíveis aos esforços axiais nos mancais e que uma maior interferência entre estator e carcaça, para uma mesma espessura de carcaça, não é tão efetiva para a alteração dos primeiros modos de vibração do motor completo, quanto se acreditava antes deste trabalho. Essa sensibilidade aos esforços axiais nos mancais está intimamente ligada aos encaixes das tampas que, ao sofrerem tais esforços, se deformam e alteram essa condição de contorno (encaixes), influenciando consideravelmente nas formas dos três primeiros modos de vibração e em seus valores de frequência natural.

A montagem final onde são colocadas as molas de pré-carga axial indicou ser a principal fonte de variação dos parâmetros modais dos protótipos e deve ser muito bem controlada. Tomando os devidos cuidados, a variação da previsão numérica dos três primeiros modos não deve ultrapassar 6 %. Para minimizar os efeitos de montagem das molas de pré-carga ou de outra fonte de carga axial não prevista no rotor sugere-se alterar a forma dos encaixes tornando-os mais robustos. A Figura 3.54 apresenta as primeiras formas modais identificadas para o protótipo fixo em base rígida sem esforços axiais.

Como foi identificado, após a estabilização térmica dos protótipos, as frequências acima do terceiro modo sofrem grandes alterações. Apenas os dados experimentais, referentes aos três primeiros modos, foram utilizados no ajuste dos modelos numéricos na etapa seguinte.

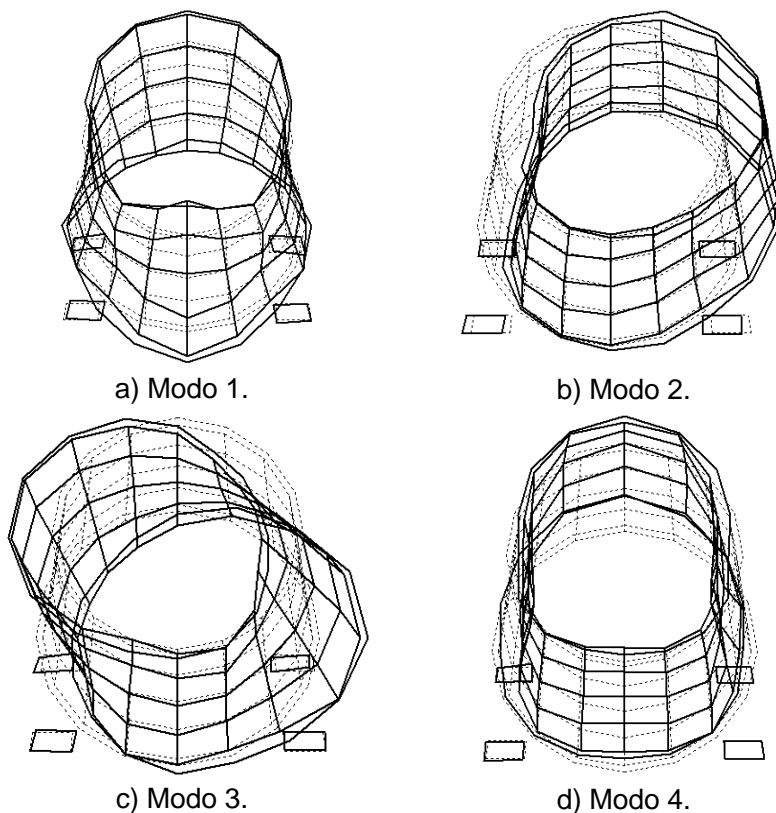


Figura 3.54 – Modos de vibração identificados para o protótipo fixo em base rígida sem esforços axiais.



## CAPÍTULO 4

### 4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O método dos elementos finitos é um procedimento numérico que pode ser utilizado para obter soluções para uma grande classe de problemas de engenharia. Existem muitos problemas práticos de engenharia para os quais não é possível obter soluções exatas. Esta incapacidade de obter uma solução exata pode ser atribuída à natureza complexa das equações diferenciais que governam o fenômeno ou às dificuldades que surgem a partir definição das condições de contorno e iniciais. Para lidar com esses problemas, recorre-se a aproximações numéricas (Moaveni, 1999).

Essas aproximações, quando resolvidas de forma adequada, podem ter soluções muito próximas das exatas, tornando tal método útil para o cálculo do comportamento dinâmico. Porém, a forma de representar um sistema contínuo a partir de pequenos elementos não existe na natureza, ou seja, erros inerentes à representação do problema físico real para o numérico são esperados e quantificá-los é uma etapa fundamental para o sucesso de qualquer projeto.

A análise modal numérica é a metodologia numérica para se determinar, entre outras coisas, as frequências naturais de vibração de uma estrutura de acordo com suas características de distribuição de massa e rigidez. Para simular o problema proposto nesse trabalho, foi utilizado o programa comercial *ANSYS Workbench* (WB) 2.0 – Versão:14.0.0. Nele existem diversos algoritmos para determinação das características do sistema em questão. É uma interface gráfica que integra as tecnologias de simulação e sistemas CAD paramétricos, utilizando, para isso, os algoritmos de solução do *Ansys Parametric Design Language* (sigla em inglês APDL).

A Figura 4.1 apresenta o fluxograma do processo numérico dentro da interface gráfica do WB. O processo tem início na caixa “A” com a introdução dos dados dos materiais (*Engineering Data*) e da geometria (*Geometry*), as linhas azuis com um pequeno quadrado ao final representam o fluxo dessas informações. Na caixa “B” as informações são recebidas para a

análise de pré-tensão (*Static Structural*) e o modelo numérico (*Model*) é produzido a partir das especificações dos materiais, do sistema de coordenadas, da malha (nós e elementos) e dos contatos. Ainda na caixa “B” são definidos os carregamentos e restrições (*Setup*) para que a análise estática seja resolvida (*Solution*). As informações da solução de “B” são recebidas na caixa “C” para a análise modal (*Modal*) do modelo pré-tensionado. Nessa etapa são definidos os algoritmos de solução e a quantidade de modos a serem extraídos. Com as informações de “C” a análise harmônica (*Harmonic Response*) é executada para a obtenção das FRF numéricas (caixa “D”). Nessa etapa foi utilizado o método de superposição modal e são definidos o amortecimento, a faixa de frequência de interesse, a resolução da curva de FRF, o tipo e localização da resposta, a magnitude e localização da força. Caso o modelo avaliado seja uma única peça, a etapa “B” é suprimida.

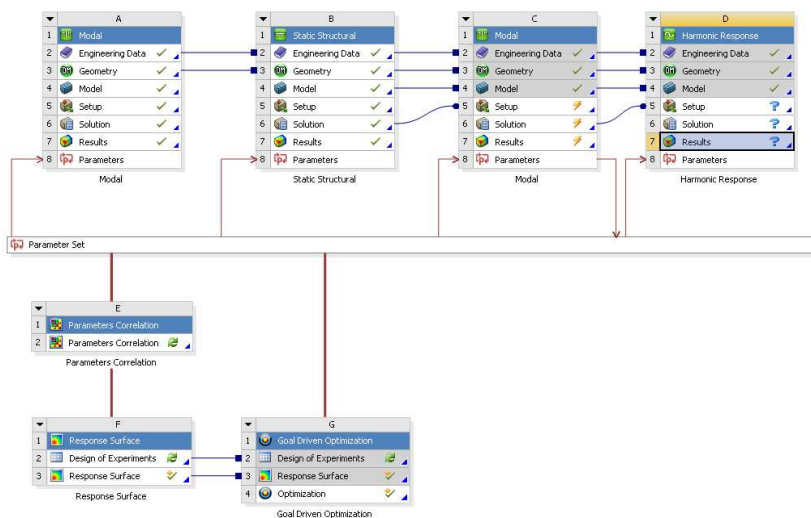


Figura 4.1 – Fluxograma do processo numérico dentro da interface WB.

Em qualquer uma das etapas é possível selecionar o que será parametrizado no processo de otimização. A ferramenta de otimização do ANSYS foi utilizada tanto para a validação dos modelos numéricos, como para propor uma melhoria no

protótipo. O início desse processo é feito na caixa “E”, com a correlação dos parâmetros escolhidos para determinação do grau de influência que cada um tem no modelo numérico. Na caixa “F” uma curva de resposta é produzida (*Surface Response*) com as informações de “E” a partir de ferramentas estatísticas chamadas DOE (*Design of Experiments*). Por fim, as informações de “F” são utilizadas na caixa “G” para otimização ou validação do modelo avaliado (*Goal Driven Optimization*). A seguir será descrito cada passo do processo.

#### 4.1 Análise Modal Numérica

A análise modal é uma análise de vibração livre, tal que nenhum carregamento externo é considerado. De acordo com Clough *et alli* (1975) a equação da dinâmica que representa o movimento livre de um sistema multi-corpos (discreto) não amortecido é definida por:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}, \quad (4.1)$$

onde  $[M]$  e  $[K]$  são, respectivamente, as matrizes de massa e rigidez do sistema,  $\{u\}$  é o vetor que representa as coordenadas do deslocamento dos corpos que compõem o sistema e  $\{\ddot{u}\}$  a sua derivada de segunda ordem. Para analisar a Equação (4.1), inicialmente considera-se todas as coordenadas do vetor  $\{u\} = \{u_1 \ u_2 \ ... \ u_i\}^T$  representando um movimento harmônico livre de frequência  $\omega$ . A solução homogênea da Equação (4.1) pode ser representada por:

$$\{u\} = \{\phi\} e^{j\omega t}, \quad (4.2)$$

onde  $\{\phi\}$  representa a forma associada à frequência  $\omega$  e  $t$  o tempo. Substituindo a Equação (4.2) na Equação (4.1) e após alguma manipulação chega-se a:

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\phi\} = \{0\}, \quad (4.3)$$

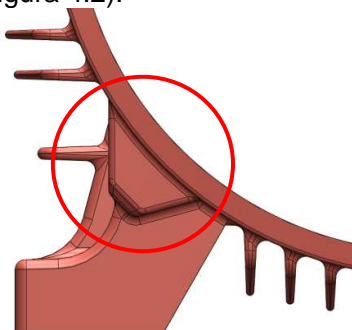
que pode ser transformada em:

$$[M]^{-1}[K]\{\phi\} = \lambda\{\phi\}, \quad (4.4)$$

onde  $\lambda = \omega^2$ . A equação acima representa a forma clássica de um problema de autovalores e de autovetores (Bathe, 1996). A solução deste problema fornecerá cada uma das frequências naturais  $\omega$  de possíveis movimentos livres do sistema e as respectivas formas modais ou modos de vibração  $\{\phi\}$ . Para a solução desse problema o ANSYS utiliza algoritmos especialmente desenvolvidos para esse fim. Dependendo da quantidade de modos desejados os algoritmos disponíveis são: Bloco de Lanczos, PCG Lanczos, Householder e *Supernode*. O amortecimento foi utilizado para a validação das curvas de FRF numéricas.

## 4.2 Simplificação das Geometrias

Foram utilizadas as dimensões de projeto e as principais dimensões monitoradas no capítulo 3. Detalhes como, por exemplo, as regiões de fixação das tampas nas carcaças, foram corrigidas para aproximar ao máximo o modelo CAD do real (Figura 4.2).



a) CAD.



b) Real.

Figura 4.2 – Exemplo de diferença no modelo CAD.

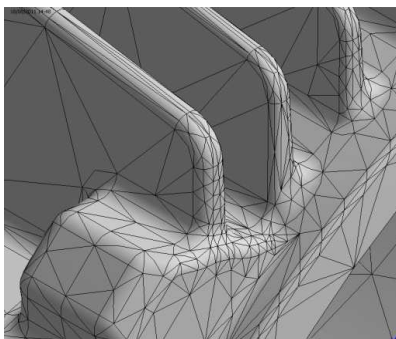
Os modelos (CAD) ajustados foram importados pelo WB e a malha gerada automaticamente. O resultado foi uma quantidade desnecessária de elementos com regiões de alta densidade de nós. Esse problema é muito comum quando pequenos raios e arestas não são simplificados.

No WB existem opções para auxiliar no controle da qualidade da malha. Esta ferramenta não limita a utilização da malha. É um parâmetro de avaliação que, além de considerar a

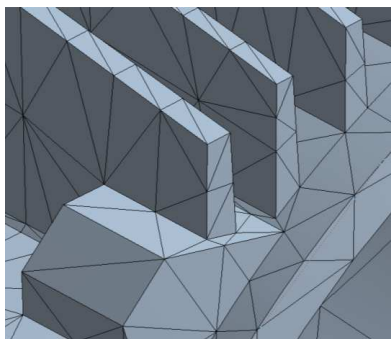


qualidade dos elementos, devem ser complementados com a experiência do usuário e os problemas a serem analisados. No caso da análise modal numérica, devido às grandes deformações dos primeiros modos, malhas mais grosseiras costumam apresentar resultados muito próximos daqueles obtidos com malhas mais refinadas (Santos, 2008b). O parâmetro de qualidade média da malha é baseado na razão entre o volume pelo comprimento da aresta de um determinado elemento. A unidade indica um cubo ou quadrado perfeito, enquanto que valores nulos indicam que o elemento tem um volume zero ou negativo (ANSYS, 2012).

As geometrias foram simplificadas eliminando-se os pequenos detalhes e uma nova análise foi feita. A quantidade de nós diminuiu 73,99 %, a quantidade de elementos diminuiu 70,78 % e a qualidade média dos elementos aumentou 9,52 % (Figura 4.3). Para o problema em questão utilizou-se como parâmetro aceitável uma qualidade média dos elementos a partir de 0,6.



a) Sem simplificação.



b) Com simplificação.

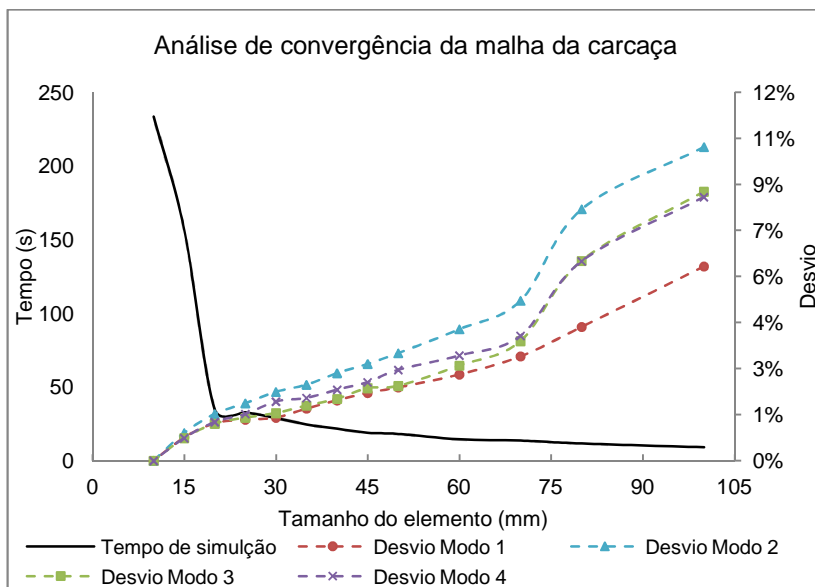
Figura 4.3 – Otimização da malha a partir da simplificação do modelo CAD.

### 4.3 Geração da Malha e Avaliação de Sensibilidade

Todas as peças, com exceção do rotor foram modeladas com elementos sólidos que apresentam comportamento de deslocamento quadrático. A sensibilidade à mudança da malha foi avaliada usando o tamanho do elemento como parâmetro. O erro devido a essa sensibilidade, associado ao cálculo das frequências naturais dos quatro primeiros modos e ao tempo de

processamento, foi utilizado como condição para definição do tamanho padrão dos elementos a ser adotado no restante das simulações (Figura 4.4). Os desvios foram calculados tomando como referência as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibração da carcaça na condição livre, obtidas com o modelo de malha mais refinada (tamanho do elemento de 10 mm). Com auxílio da Figura 4.4 definiu-se o tamanho de elemento com 25 mm, pois os desvios relacionados aos quatro modos apresentaram valores baixos e o tempo de processamento se mostrou adequado.

Com o tamanho do elemento definido, foram avaliadas as características de malhas utilizando métodos de geração diferentes. A partir dos resultados dessa etapa (Tabela 4.1) optou-se por utilizar a malha gerada automaticamente com a geometria principal dividida em vários corpos, pois, conforme Tabela 4.1, além de apresentar o maior valor de qualidade média dos elementos, constatou-se que as malhas apresentaram resultados muito próximos independentemente do refinamento e do tipo do elemento. A maior discrepância foi observada nas malhas tetraédrica e adaptativa automática.



**Figura 4.4 – Gráfico comparando o tempo de processamento com o desvio numérico da carcaça na condição livre.**

A divisão da geometria principal em vários corpos faz com que mais de um tipo de método de geração de malha possa ser utilizado em cada corpo, sem qualquer tipo de contato entre eles. Do ponto de vista computacional, é uma forma econômica e proporciona alta qualidade dos elementos.

Tabela 4.1 – Comparação dos resultados com malhas diferentes.

Dimensão (mm)	Método	Qualidade Média	1º Modo (Hz)	2º Modo (Hz)	Nº Nós	Nº Elementos
25	Automático	0,50	142,78	145,70	59.159	29.863
25	Hexaédrica	0,36	139,31	143,31	64.192	21.103
15	Hexaédrica	0,48	138,26	141,30	104.121	31.765
-	Adaptativa automática	-	140,44	143,99	155.520	92.159
25	Multi corpos automática	0,61	136,60	141,01	46.276	19.672

Na Figura 4.5 é apresentado um exemplo da aparência final da malha escolhida e detalhes dos elementos de maior qualidade.

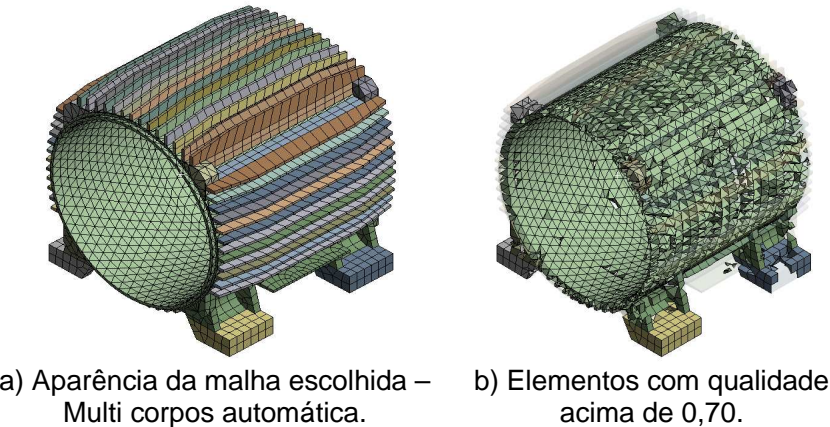


Figura 4.5 – Padrão de malha utilizada.

Na região do cilindro que forma a carcaça foi tomado o cuidado para que a malha apresentasse no mínimo dois elementos na sua espessura. Essa conclusão é baseada na observação prática dos principais modos de interesse, que apresentam as maiores deformações nessa região e, portanto, a que deve ter a maior discretização com elementos de boa qualidade.

O mesmo procedimento foi adotado para as tampas. Com base nos conceitos apresentados no Item 2.2.4 relacionados ao rotor acredita-se que, do ponto de vista dinâmico a forma de instalação do rotor terá o efeito de adição de massa ao sistema mecânico formado pela carcaça, estator e tampas. Essa adição é proporcional à massa do rotor. Por esse motivo, acredita-se que o efeito de enrijecimento, devido à montagem do rotor, seja menor e desprezível. Isso significa que, do ponto de vista numérico, o rotor e todos os seus componentes seriam adicionados ao modelo conforme Kukula (2007), considerando apenas os efeitos de inércia das forças do rotor sobre as tampas. Desta forma o rotor foi considerado como carga, proporcional ao seu peso, distribuída nos dois mancais. O estator foi modelado conforme Roivainen (2009), na condição livre, desconsiderando os efeitos do amortecimento e a cabeça de bobina foi considerada dentro dos canais do pacote de chapas (Figura 4.6).

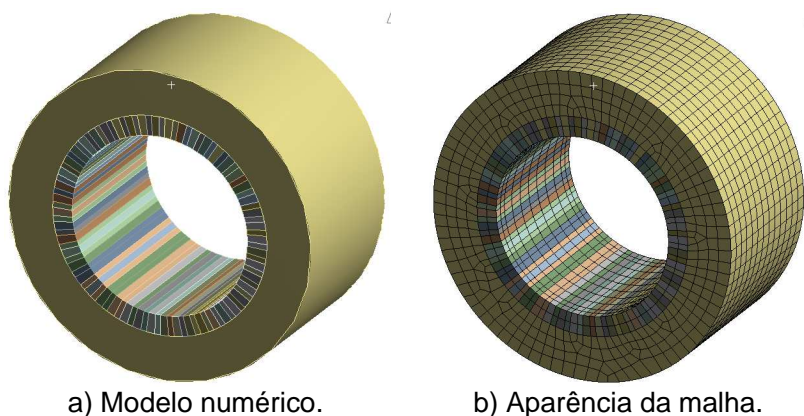


Figura 4.6 – Modelo numérico e aparência da malha do estator.

Outra verificação feita, com o objetivo de simplificar a estrutura, foi a simulação da carcaça fixa com as aletas

consideradas como massa distribuída. Primeiramente as aletas foram totalmente retiradas do modelo e realizada a análise modal. Os resultados numéricos foram comparados com os resultados experimentais médios para cada modo. O processo foi repetido após o acréscimo das massas correspondentes às aletas superiores (sem as laterais) distribuídas sobre a superfície superior da carcaça (área vermelha da Figura 4.7b). Por último foram acrescentadas as massas distribuídas das aletas laterais nas superfícies laterais correspondentes da carcaça (Figura 4.7c). Os resultados estão resumidos na Tabela 4.2.



Figura 4.7 – Avaliação da substituição das aletas por massas distribuídas.

Tabela 4.2 – Avaliação do efeito de substituição das aletas por massas distribuídas. Variação percentual em relação ao modelo completo com aletas.

Posição das Aletas	DESVIOS (%)			
	Modo nº1	Modo nº2	Modo nº3	Modo nº4
Sem efeito das aletas (retirada total das aletas)	26,22	11,51	5,22	14,40
Substituição das aletas superiores (sem as laterais)	-6,9	-43,31	-15,77	-46,92
Laterais + Superiores	-16,87	-45,51	-23,90	-51,22

Essa simplificação está descartada, uma vez que os erros são muito grandes.

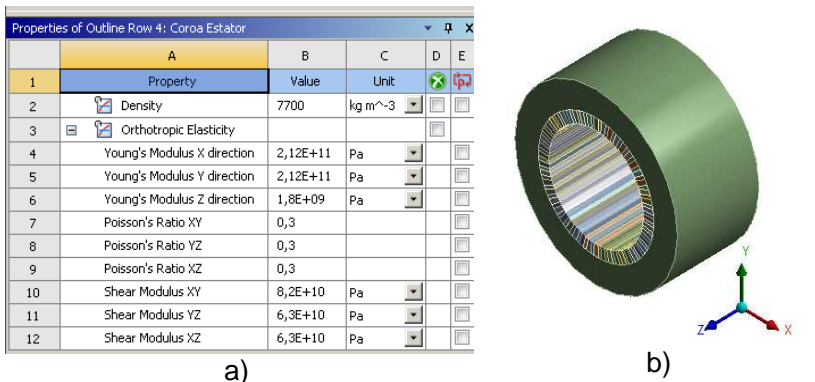
As quantidades de nós e elementos do modelo completo com aletas, com tamanho do elemento de 25 mm e utilizando o

método de geração automático da malha, no modelo multicorpos, foram, respectivamente, 116.170 e 48.910. Após a definição da malha, os principais parâmetros de fabricação foram utilizados para ajustar os modelos numéricos. No caso da carcaça, como as dimensões foram bem controladas, apenas as propriedades dos materiais foram avaliados (módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson). Nas tampas foram avaliadas algumas dimensões que não puderam ser controladas. O critério de aprovação do ajuste foi a proximidade dos resultados numéricos com os respectivos valores de frequências médias experimentais de cada um dos três primeiros modos naturais de vibração. Para o estator foi utilizado o mesmo critério, porém os parâmetros avaliados foram aqueles que conferem características ortotrópicas a esse componente. O processo de ajuste foi baseado em um algoritmo de otimização numérico, a ser apresentado a seguir. Os modelos aprovados nessa etapa passaram por um último processo, a validação através de curvas de FRF.

#### **4.4 Ajuste dos Modelos Numéricos**

Nessa etapa foram ajustados os modelos de cada peça na condição livre, comparando os dados numéricos com seus respectivos dados experimentais médios a partir dos algoritmos de otimização disponíveis no *Design Explorer* (DX) do ANSYS. O DX é uma ferramenta estatística para análises paramétricas que integra o ambiente virtual do WB. O primeiro passo foi definir os parâmetros a serem utilizados. Como citado anteriormente, os dados do ferro fundido foram utilizados para ajustar o modelo numérico da carcaça. Os dados da bobina e os dados ortotrópicos do estator, com exceção do módulo de elasticidade axial, foram os mesmos obtidos por Roivainen (2009). Essa exceção se deve a uma forma construtiva do estator que o autor utilizou em sua obra. No caso da referência o estator era soldado, o que conferia ao estator um alto valor do módulo de elasticidade na direção axial. No presente caso, o estator é grampeado (Figura 2.2b). Por esse motivo, inicialmente foi utilizado o módulo de elasticidade axial identificado por Delves (1964), no valor de  $1,8 \times 10^9$  N/m<sup>2</sup>, para estatores grampeados. Para um melhor entendimento, a Figura 4.8 apresenta a forma de entrada de dados das propriedades ortotrópicas do estator, antes

do ajuste, no programa e a identificação do sistema de coordenadas utilizado nessa etapa. Nota-se pela Figura 4.8b que o eixo cartesiano z está associado à direção axial.



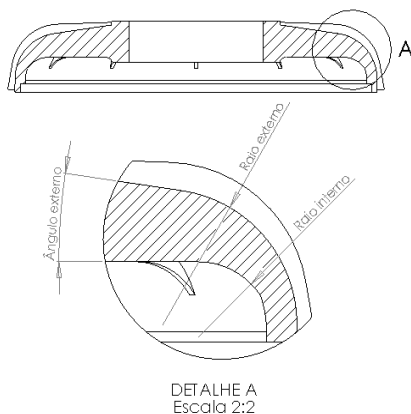


Figura 4.9 – Vista lateral em corte da tampa frontal e detalhe das dimensões avaliadas no ajuste do modelo numérico.

A Tabela 4.4 resume os parâmetros escolhidos para o ajuste das frequências naturais dos modelos numéricos. Nessa etapa do processo de ajuste, as variações da Tabela 4.4 são sugeridas pelo próprio programa.

Tabela 4.4 – Parâmetros escolhidos para o ajuste dos modelos numéricos.

Componente	Parâmetro	Campo de Variação
Carcaça	Densidade	$\pm 0,2\%$
	Coeficiente de Poisson	$\pm 4,5\%$
	Módulo de Elasticidade	$\pm 7,6\%$
Tampas	Ângulo Externo	$\pm 10\%$
	Raio Interno	
	Raio Externo	
Bobinas do Estator	Densidade	$\pm 10\%$
	Coeficiente de Poisson	
	Módulo de Elasticidade	
Pacote de Chapas do Estator	Densidade	$\pm 10\%$
	Coeficiente de Poisson x	
	Coeficiente de Poisson y	
	Coeficiente de Poisson z	$\times 1/3$ $\times 3$
	Módulo de Elasticidade x	
	Módulo de Elasticidade y	
	Módulo de Elasticidade z	
	Módulo de Cisalhamento x	
	Módulo de Cisalhamento y	
	Módulo de Cisalhamento z	



O passo seguinte consiste em correlacionar os parâmetros da Tabela 4.4 de forma a identificar a sensibilidade do modelo com a alteração de cada um. Com os dados desse procedimento foi possível escolher os parâmetros mais adequados e excluir os de menor importância, diminuindo o número de variáveis avaliadas e o custo computacional. A ferramenta utilizada pelo DX denomina-se *Parameter Correlation* e a correlação escolhida do tipo *Spearman*. O resultado da sua aplicação é uma matriz de correlação dos parâmetros da Tabela 4.4 e um gráfico de sensibilidade em função de um resultado numérico. Nesse caso as frequências naturais dos respectivos modos de vibração. As Figuras 4.10 e 4.11 apresentam como exemplo os resultados obtidos para o modelo do estator.

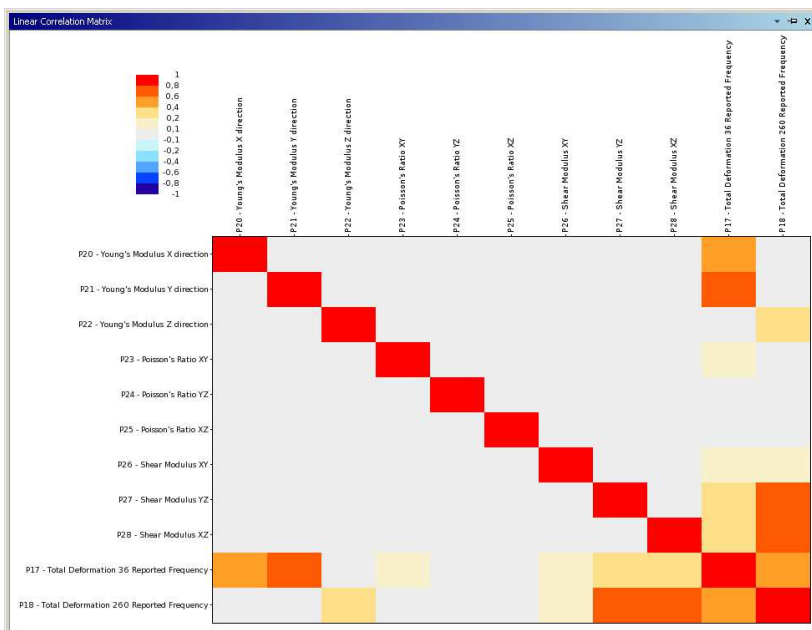


Figura 4.10 – Resultado da matriz de correlação de parâmetros para o modelo do estator.

Na Figura 4.10 a correlação entre parâmetros pode assumir valores de -1 a 1. Valores nulos significam que são parâmetros pouco importantes em caso de variação, valores próximos da unidade são muito importantes e valores negativos

indicam que são parâmetros concorrentes, ou seja, quando o parâmetro aumenta, a frequência natural diminui.

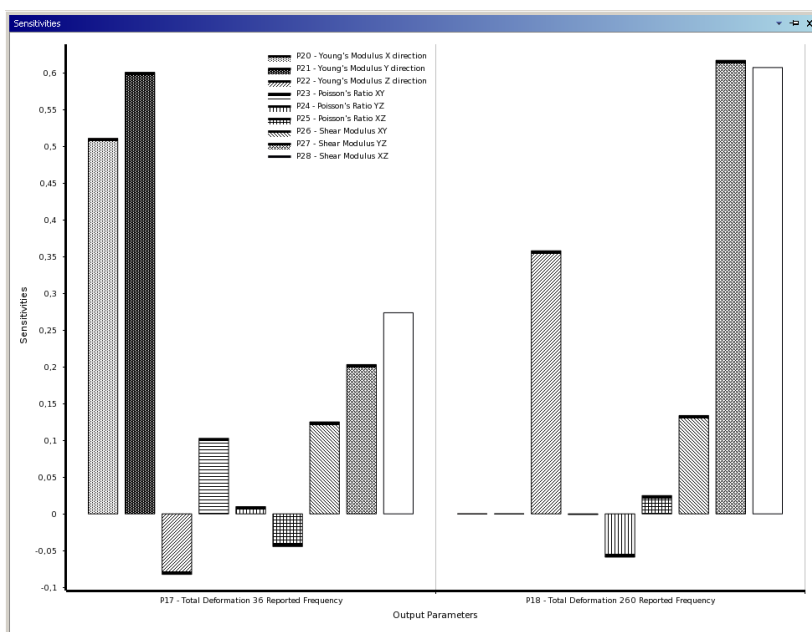


Figura 4.11 – Resultado da sensibilidade da frequência natural dos modos de vibração com os principais parâmetros ortotropicos para o modelo do estator.

A partir do resultado da correlação ficou definido que o parâmetro de maior significância para o cálculo das frequências naturais no ferro fundido é o módulo de elasticidade e nas tampas as dimensões mostradas na Figura 4.9. Com relação ao estator, os resultados indicam que o material da bobina, conforme proposto por Roivainen (2009), exerce pouca influência nos valores de frequência natural dos respectivos modos, portanto podem ser utilizados os valores originais sem qualquer alteração. Já os dados dos materiais do modelo ortotrópico, que representa o pacote de chapas do estator indicaram, em relação às frequências naturais dos respectivos modos, que:

1. Os coeficientes de Poisson exercem pouca influência;

2. O módulo de elasticidade associado à compressão axial tem que ser baixo ( $5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ), porém uma variação de  $\pm 10 \%$  em relação a esse valor também exerce pouca influência;
3. Os módulos de elasticidade, bem como os módulos de cisalhamento associados às deformações circunferenciais são os principais parâmetros que exercem influência.

Os parâmetros mais significativos foram subdivididos pelo DOE para desenvolver de forma eficiente uma série de simulações que representassem as possíveis soluções da otimização ou do ajuste dos modelos numéricos em questão. Esse desenvolvimento foi feito a partir do método *Central Composite Design* (CCD). Nele, os pontos do modelo de resposta são escolhidos de forma fracionada e distribuídos fatorialmente em cinco níveis, com um ponto central no espaço criado pela distribuição dos parâmetros de entrada. Segundo Murakami (2009), esse ponto adicional minimiza possíveis erros causados ao assumir uma linearidade entre os efeitos dos parâmetros em análise. Ainda segundo o autor, caso a relação entre os efeitos não seja linear, uma interpolação dos dados seria prejudicada, pois não representaria corretamente o comportamento da variável de resposta (Figura 4.12).

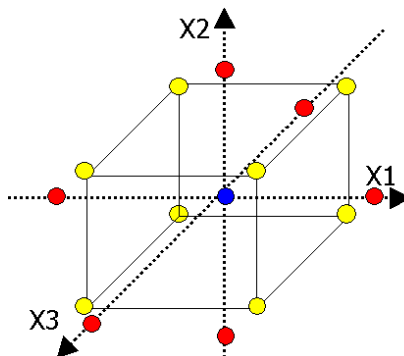
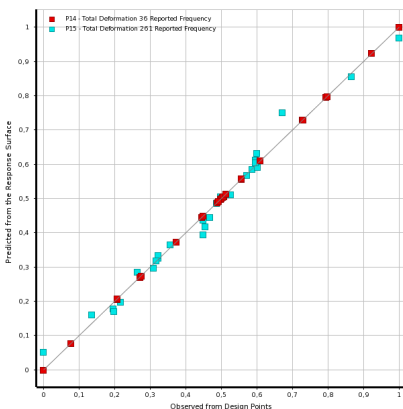


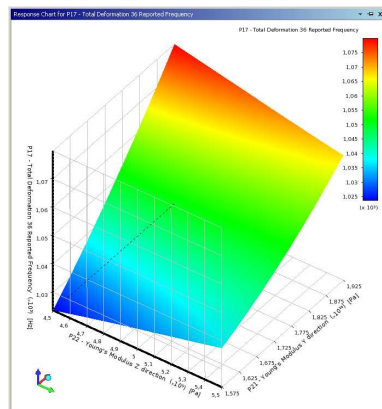
Figura 4.12 – Localização dos pontos de amostragem para o problema com três variáveis de entrada para o método CCD Reproduzido de ANSYS, 2012.

Os pontos identificados nesse processo foram, então, calculados e interpolados para a criação de uma superfície de resposta, que representa a solução dos resultados das combinações produzidas pelo DOE e resolvidas pelo ANSYS. O método de interpolação utilizado foi o *Kriging*. A superfície de resposta fornece valores aproximados dos parâmetros de saída, em qualquer ponto do espaço criado pelo CCD, sem precisar executar uma solução completa (ANSYS, 2012).

Para avaliar a qualidade da superfície de resposta, além de compará-la com os resultados experimentais, foi utilizado o gráfico formado pelos valores previstos pela superfície de resposta e pelos valores calculados em cada ponto (Figura 4.13).



a) Qualidade da superfície de resposta.



b) Superfície de resposta.

Figura 4.13 – Superfície de resposta para o modelo do estator.

A parte final do ajuste dos modelos foi concebida a partir da superfície de resposta com a ajuda da ferramenta *Goal Drive Optimization* (GDO), utilizando o algoritmo genético *Multi-Objective Genetic Algorithm* (MOGA). A idéia básica por trás desse algoritmo é semelhante à Teoria da Evolução de Darwin, onde uma seleção natural é produzida a partir de um grupo de indivíduos (nesse caso a superfície de resposta) orientados a atingir um determinado objetivo. Essa seleção é feita por três operações básicas: seleção, cruzamento e mutação; e gera o incremento da população dos candidatos mais adaptados até que o critério de parada seja alcançado (Fermiano, 2009).

A Figura 4.14 apresenta um fluxograma para um algoritmo genético simplificado. Ao contrário do algoritmo apresentado na Figura 4.14, o MOGA opera com múltiplos objetivos. Segundo Fermiano (2009) a otimização com múltiplos objetivos oferece múltiplas soluções, sendo que nenhuma delas tem a característica de ser melhor que as demais com relação a todos os objetivos e, portanto, será fornecido um conjunto de soluções ótimas. Para identificar uma informação ótima é necessário recorrer a informações adicionais, denominadas de mais alto nível ou subjetivas, podendo ser informações qualitativas ou experimentais.

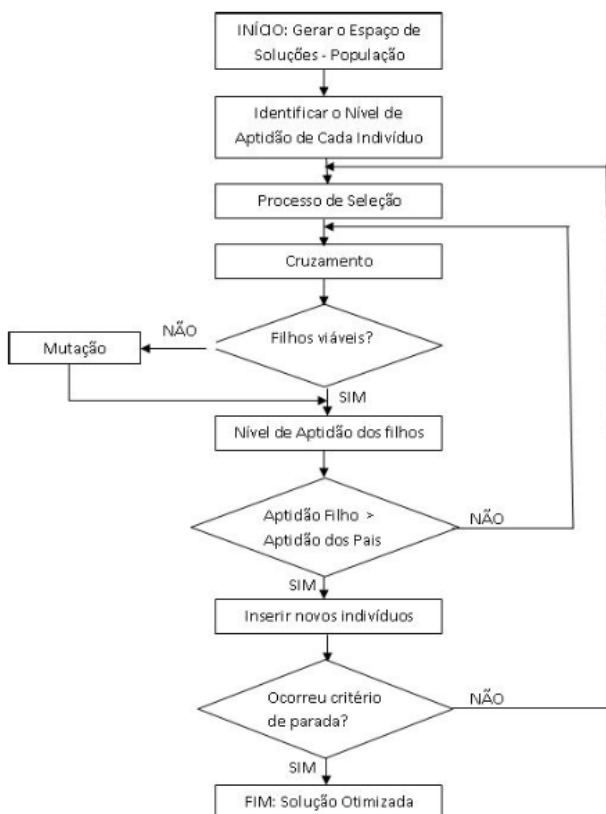


Figura 4.14 – Diagrama de fluxo para um método de algoritmo genético simplificado.  
Reproduzido de Fermiano, 2009.

O critério de parada utilizado foi o menor valor da função objetivo com até vinte iterações de um número inicial de cem amostras. Nesse caso a função objetivo utilizada foi a penalização quadrática, ou seja, a diferença ao quadrado entre os valores de frequências naturais numéricos e experimentais para cada um dos três primeiros modos. Esse cálculo utilizou os dados experimentais como referência. A Figura 4.15 mostra um exemplo de como os valores das frequências naturais dos três primeiros modos foram inseridos nessa etapa e como foram apresentados os conjuntos de parâmetros candidatos à solução.

	P14 - DS_Raio_Interno_Part	P15 - DS_Reforco_Axial_Part	P16 - DS_Raio_Externo_Part	P17 - Total Deformation 7 Reported Frequency (Hz)	P18 - Total Deformation 8 Reported Frequency (Hz)	P19 - Total Deformation 9 Reported Frequency (Hz)
Optimization Domain						
Lower Bound	45	37	5			
Upper Bound	54	40	15			
Optimization Objectives						
Objective	No Objective	No Objective	No Objective	Seek Target	Seek Target	Seek Target
Target Value	Dados experimentais médios →			385,58	513,78	895,5
Importance				Default	Higher	Higher
Constraint Handling						
Candidate Points						
Candidate A	53,429	37,256	5,9561	★★ 391,78	★★ 504,84	★★ 941,84
Candidate B	53,915	38,452	5,764	★★ 386,03	★★ 500,03	★★ 928,55
Candidate C	50,783	37,766	7,1724	★★ 387,32	★★ 501,58	★★ 942,7

Figura 4.15 –Resultado do processo de ajuste numérico da tampa frontal.

Os resultados do ajuste dos parâmetros (ver Tabela 4.4) podem ser conferidos nas Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7. O cálculo dos desvios das frequências naturais numéricas para cada modo utilizou o valor médio experimental como referência.

Os desvios observados são adequados ao modelo numérico, visto que são menores que as variações experimentais máximas observadas no capítulo anterior. Se o objetivo de uma análise modal numérica for identificar mais do que o primeiro modo natural de vibração de um determinado motor elétrico, as propriedades ortotrópicas do estator devem ser consideradas, sob pena de grandes erros no cálculo dos valores das respectivas frequências naturais.

Tabela 4.5 – Resultados do ajuste numérico das frequências naturais na condição livre.

	Tampa Frontal		Tampa Traseira		Carcaça		Estator	
	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico
Modo nº1	385,58	0,12%	390,02	0,15%	109,90	1,52%	1067,50	-0,05%
Modo nº2	513,78	-2,68%	547,24	0,85%	110,76	3,89%	2954,22	4,46%
Modo nº3	895,50	3,69%	851,92	3,60%	137,31	-0,26%	-	-

Tabela 4.6 – Resultados do ajuste numérico das frequências naturais na condição fixa.

	Carcaça Fixa		Carcaça Fixa + Estator		Carcaça Fixa + Estator + Tampa Frontal		Carcaça Fixa + Estator + Tampa Frontal + Tampa Traseira	
	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico
Modo nº1	60,71	3,64%	278,80	-1,91%	283,43	-2,21%	285,40	-2,57%
Modo nº2	157,19	1,11%	285,25	-1,32%	291,34	-2,52%	306,61	-2,82%
Modo nº3	164,43	-3,75%	358,78	5,65%	384,18	2,84%	399,56	1,44%

Tabela 4.7 – Resultados do modelo numérico das frequências naturais final na condição fixa.

	Protótipo Completo (sem esforço axial)	
	Média Exp. (Hz)	Desvio Numérico
Modo nº1	276,17	2,06%
Modo nº2	317,01	-3,38%
Modo nº3	409,66	-1,87%

## 4.5 Condição de Apoio e Contato

A condição livre foi caracterizada pela ausência de restrições impostas ao modelo. Nesse caso foram desprezados os seis primeiros modos de corpo rígido. A condição fixa foi definida conforme Kukula (2007), deslocamento zero em todas as direções cartesianas da superfície inferior dos pés da carcaça. No WB, essas regiões são definidas como suporte fixo e são ilustradas (em azul) na Figura 4.16.

B: Static Structural  
Fixed Support  
Time: 1, s  
21/05/2012 16:04  
■ Fixed Support

ANSYS  
14.0

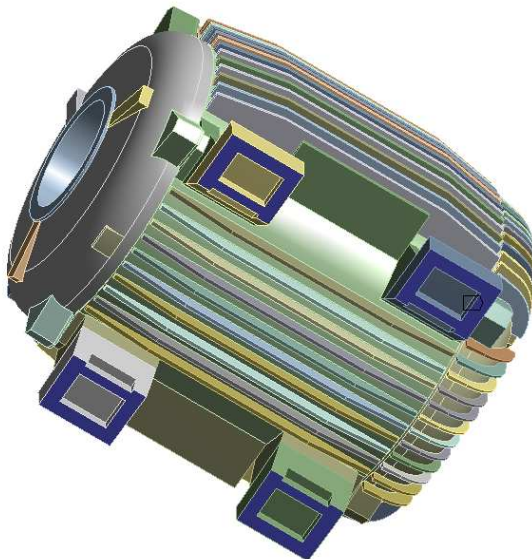


Figura 4.16 – Regiões de suporte fixo definindo a condição de contorno fixa.



De acordo com a Equação (4.2) a análise modal numérica considera que o deslocamento varia harmonicamente no tempo. Portanto, parte da suposição que o sistema é linear, e consequentemente os contatos utilizados no modelo também serão lineares. Como foi observado nos Capítulos 2 e 3, os contatos reais entre encaixes de tampas e carcaças e entre estatores e carcaças são fortemente não lineares. Para contornar esse problema o ANSYS utiliza uma técnica chamada Perturbação Linear, que é explicada a seguir.

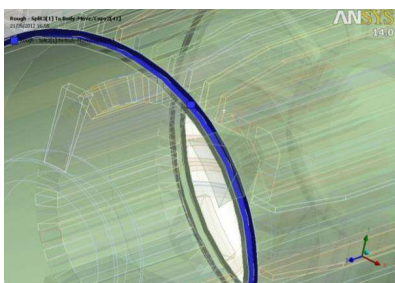
#### 4.6 Perturbação Linear (Pré-Tensão) – Contatos Não Lineares

Nessa técnica, uma análise estática prévia é executada para calcular a alteração que carregamentos estáticos como, por exemplo, a interferência entre peças, causam na matriz de rigidez do modelo numérico. Inicialmente, uma análise estática é realizada a partir dos carregamentos impostos ao modelo numérico. A partir da solução desse problema uma nova matriz de rigidez  $[S]$  é calculada. A Equação (4.4) é, então, resolvida considerando os efeitos de pré-tensão da nova matriz  $[S]$  (ANSYS, 2012):

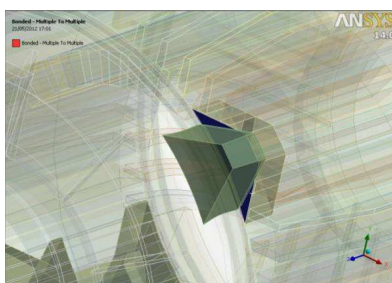
$$[M]^{-1}[K + S]\{\phi\} = \lambda\{\phi\}. \quad (4.5)$$

Nota-se que os efeitos da pré-tensão afetam apenas a rigidez do sistema e não serão adicionados às tensões devidas à deformação modal. A partir dessa definição os contatos entre encaixes de tampas e carcaça foram definidos conforme Cai *et alii* (1999), onde as áreas de contato próximas aos parafusos de fixação das tampas apresentassem movimentos idênticos (“colados”), enquanto que os restantes das áreas de contato poderiam vibrar independentemente. No WB essa definição equivale a utilizar contatos que permitem movimentação relativa entre as superfícies no sentido normal de separação, transferindo os esforços compressivos e tangenciais em sua totalidade. Na Figura 4.17a as regiões em azul indicam as superfícies dos encaixes que utilizaram esses contatos e na Figura 4.17b indicam as regiões próximas dos parafusos de fixação das tampas que utilizaram o contato “colado”. Para efeito de comparação foi realizada uma análise modal utilizando a

configuração dos contatos apresentados na Figura 4.17 e entre contatos totalmente “colados”. Com os contatos “colados” a frequência natural para o primeiro modo da carcaça com a tampa frontal na condição fixa apresentou um valor 14,10 % maior que o valor médio experimental. Utilizando os contatos semelhantes aos utilizados por Cai *et alii* (1999) o desvio numérico com relação a média experimental ficou abaixo de 4%. Este último, portanto, é mais adequado para a simulação. O contato entre estator e carcaça foi o mesmo utilizado no encaixe das tampas com o encaixe da carcaça.



a) Contato na região dos encaixes das tampas com a carcaça.



b) Contato na região de fixação dos parafusos de fixação das tampas.

Figura 4.17 – Detalhes da localização dos contatos entre tampas e carcaça.

## 4.7 Validação dos Modelos Numéricos

A validação final dos modelos numéricos foi feita através da comparação das curvas de FRF experimentais e numéricas de cada peça na condição livre e dos principais conjuntos de montagem na condição fixa. As curvas de FRF numéricas foram extraídas nos mesmos pontos de seus pares experimentais e o método utilizado foi a superposição modal. A magnitude da força de excitação aplicada no modelo numérico foi a mesma utilizada experimentalmente e os valores de amortecimento foram conforme o Apêndice A. A Figura 4.18 apresenta um exemplo do local de excitação e resposta para a obtenção das curvas de FRF.

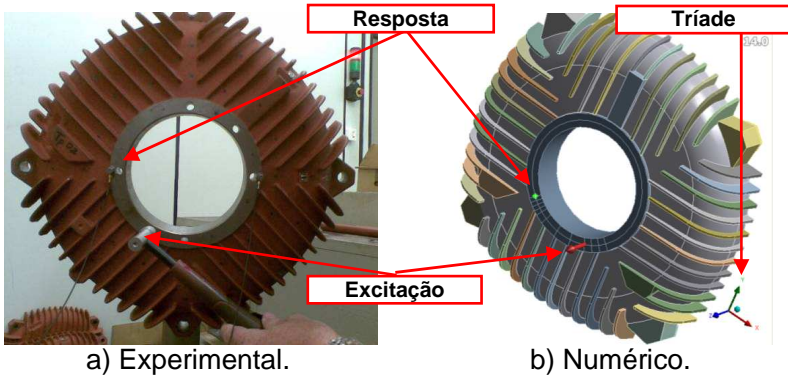


Figura 4.18 – Exemplo da localização dos pontos de excitação e resposta para obtenção das curvas de FRF na tampa frontal.

Na Figura 4.18b o pequeno vetor vermelho indica a direção e posição de aplicação da força e o ponto verde, em conjunto com a triade, indica a posição e direção da resposta. Esse método utiliza as frequências naturais e suas respectivas formas modais identificadas na análise modal para caracterizar a resposta dinâmica da estrutura a uma excitação harmônica. Para obtenção da resposta harmônica da estrutura é necessário adicionar o amortecimento à Equação (4.1). Assim obtém-se:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}, \quad (4.6)$$

onde  $\{F\}$  é o vetor força que varia harmonicamente com o tempo e  $[C]$  é a matriz de amortecimento do sistema.

O desenvolvimento a seguir é similar ao apresentado por Clough *et alli* (1975). A partir da extração modal numérica, define-se um conjunto de coordenadas modais  $y_i$  tal que:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = [\Phi]\{Y\}, \quad (4.7)$$

onde  $n$  é o número de modos utilizados,  $[\Phi]$  é a matriz de autovetores ou matriz modal e  $\{Y\}$  são as coordenadas generalizadas do deslocamento modal. Substituindo a Equação (4.7) na (4.6) tem-se:

$$[M][\Phi]\{\ddot{Y}\} + [C][\Phi]\{\dot{Y}\} + [K][\Phi]\{Y\} = \{F\}. \quad (4.8)$$

Pré-multiplicando a equação 4.8 pela forma modal transposta  $\{\phi_j\}^T$  tem-se:

$$\{\phi_j\}^T [M] [\Phi] \{\ddot{Y}\} + \{\phi_j\}^T [C] [\Phi] \{\dot{Y}\} + \{\phi_j\}^T [K] [\Phi] \{Y\} = \{\phi_j\}^T \{F\}. \quad (4.9)$$

A propriedade mais importante das formas modais é sua ortogonalidade em relação às matrizes de massa [M] e de rigidez [K]. A partir dela é possível diagonalizar as matrizes do sistema. No produto acima somente os termos  $i = j$  permanecem:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_i\} = \begin{cases} M_j, & \text{se } j = i; \\ 0, & \text{se } j \neq i. \end{cases} \quad (4.10)$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_i\} = \begin{cases} K_j, & \text{se } j = i; \\ 0, & \text{se } j \neq i. \end{cases} \quad (4.11)$$

Assumindo que a propriedade de ortogonalidade também se aplica à matriz de amortecimento, tem-se:

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = \begin{cases} C_j, & \text{se } j = i; \\ 0, & \text{se } j \neq i. \end{cases} \quad (4.12)$$

$M_j$ ,  $K_j$  e  $C_j$  são as grandezas generalizadas de massa, rigidez e amortecimento do modo  $j$  de um sistema de  $n$  graus de liberdade. Aplicando essa propriedade a Equação (4.9) chega-se a:

$$M_j \ddot{y}_j + C_j \dot{y}_j + K_j y_j = \{\phi_j\}^T \{F\}. \quad (4.13)$$

Aplicando essa mesma propriedade na Equação (4.3) obtém-se:

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} = K_j = \omega_j^2 M_j. \quad (4.14)$$

Desta expressão tem-se que a  $j$ -ésima frequência natural angular não amortecida para um sistema de um grau de liberdade pode ser obtida por:

$$\omega_j = \sqrt{K_j / M_j}. \quad (4.15)$$

Segundo Clough *et alli* (1975) o amortecimento para um grau de liberdade pode ser definido como:

$$C_j = 2\xi_j\omega_j M_j, \quad (4.16)$$

onde  $\xi_j$  é a razão de amortecimento para o modo  $j$ . Por conveniência, pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$f_j = \{\phi_j\}^T \{F\}, \quad (4.17)$$

que representa o lado direito da Equação (4.13). Substituindo as Equações (4.14), (4.16) e (4.17) na Equação (4.13) e normalizando-a por  $M_j$  a equação do movimento das coordenadas modais é obtida:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j\omega_j\dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = \frac{f_j}{M_j}. \quad (4.18)$$

Desde que  $j$  representa qualquer modo, a Equação (4.18) representa  $n$  equações desacopladas em  $n$  coordenadas  $y_j$ . Na análise harmônica as repostas modais individuais  $y_j$  são superpostas pelo uso da Equação (4.7) para obter a resposta do sistema analisado. Desta forma, as curvas de FRF foram extraídas dos modelos numéricos. Os resultados são apresentados nas Figuras 4.19 a 4.27 juntamente com as curvas experimentais correspondentes dos diversos elementos analisados.

Devido a limitações do programa foi utilizado um único valor de amortecimento para a composição das FRF numéricas, que foi obtido a partir da média linear dos fatores de amortecimentos identificados experimentalmente e apresentados no Apêndice A. O valor utilizado é apresentado na descrição logo abaixo das figuras.

A resolução das FRF numéricas foi à mesma utilizada experimentalmente e a faixa de frequências utilizada para a extração dos modos numéricos foi o dobro da utilizada experimentalmente, evitando a composição inadequada das FRF numéricas.

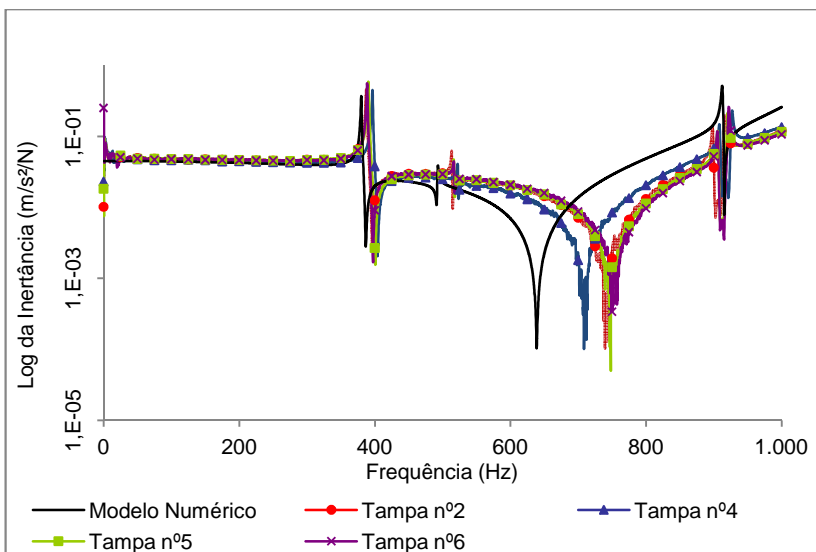


Figura 4.19 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as tampas frontais na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,21%.

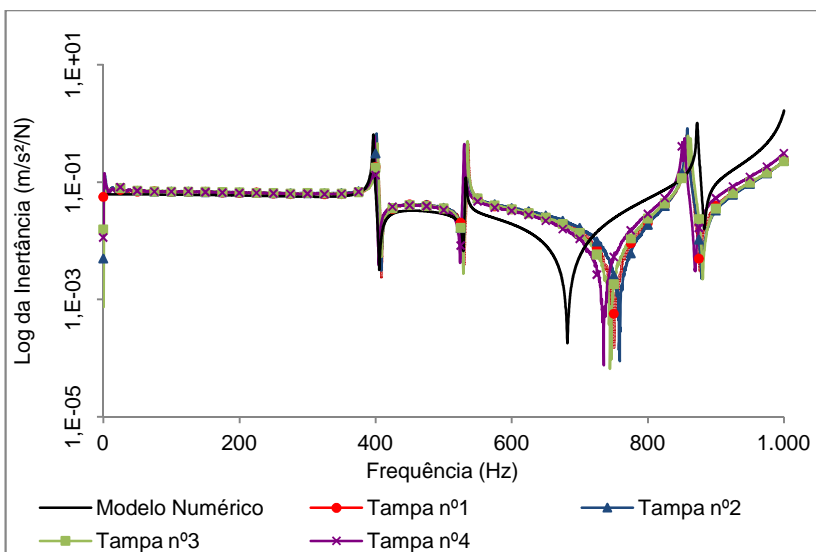


Figura 4.20 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as tampas traseiras na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,15%.

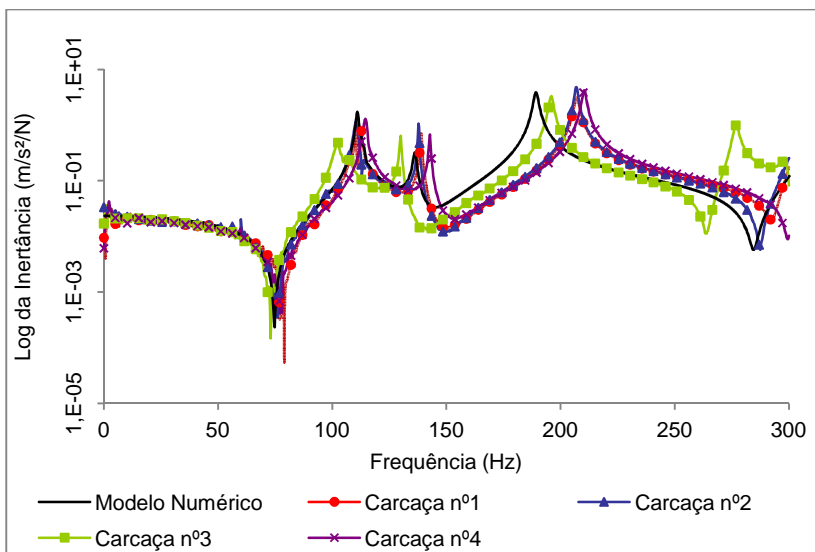


Figura 4.21 – Curvas de FRF numérica e experimentais para carcaças na condição livre – Fator de amortecimento médio = 0,53%.

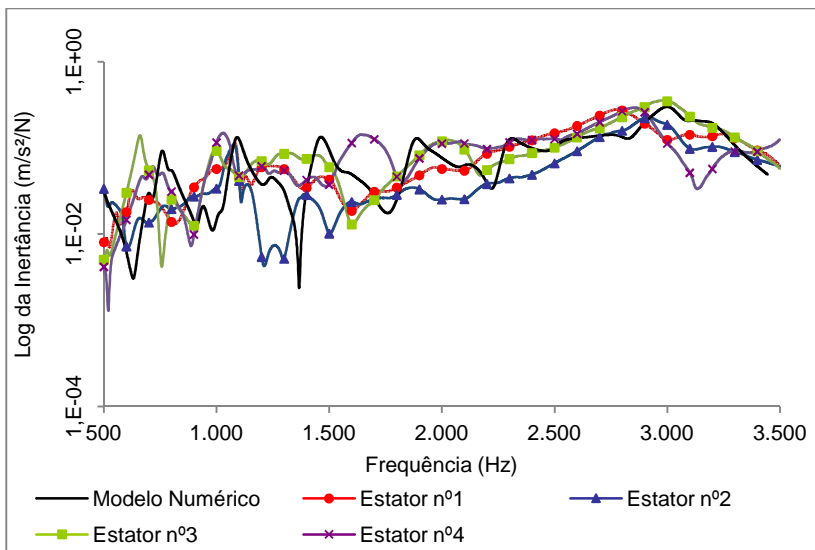


Figura 4.22 – Curvas de FRF numérica e experimentais para os estatores na condição livre – Fator de amortecimento médio = 2,06%.

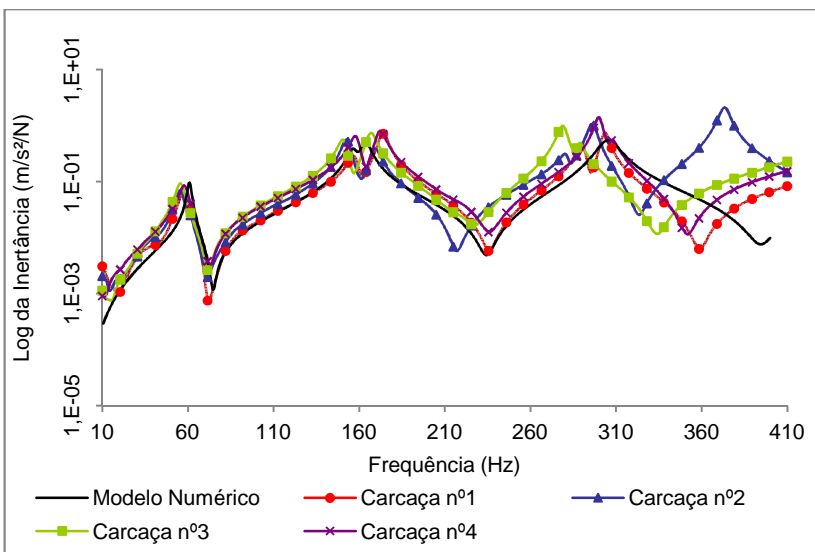


Figura 4.23 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 1,87%.

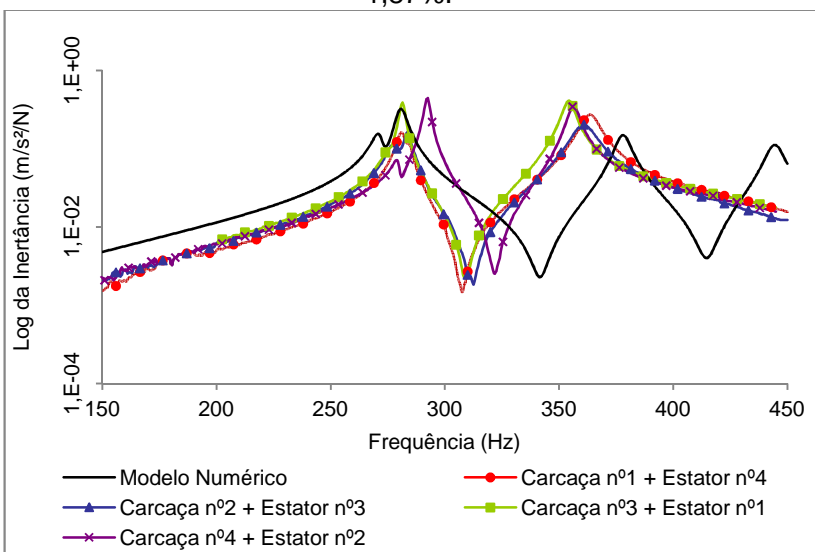


Figura 4.24 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças e estatores na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,90%.



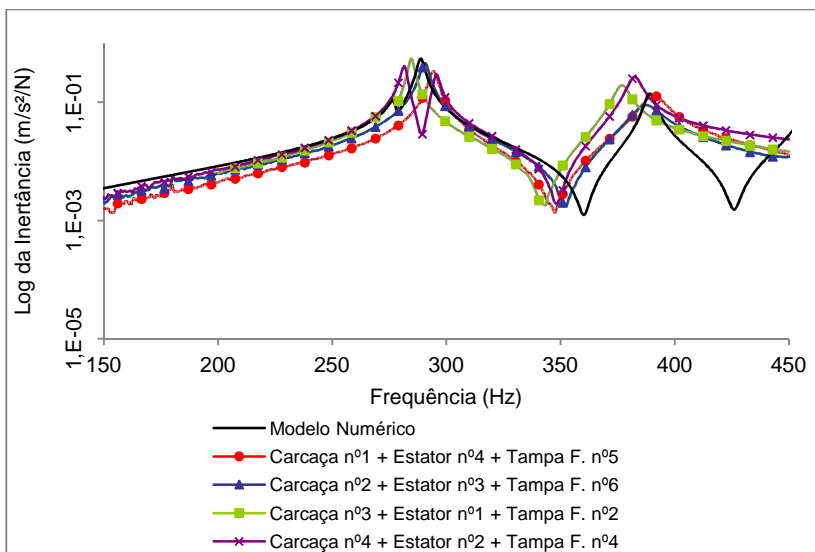


Figura 4.25 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças, estatores e tampas frontais na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,56%.

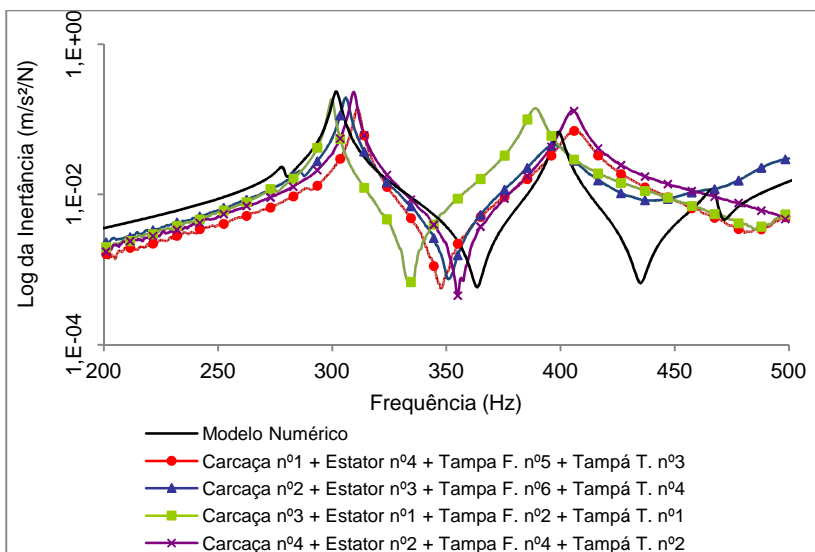


Figura 4.26 – Curvas de FRF numérica e experimentais para as carcaças, estatores e tampas frontais e traseiras na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 0,60%.

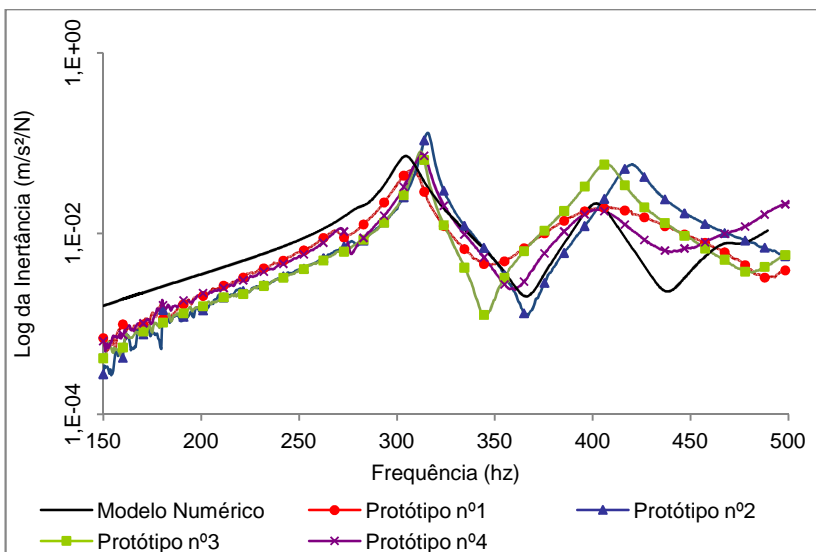


Figura 4.27 – Curvas de FRF numérica e experimentais para os protótipos completos montados com o rotor 02 na condição fixa – Fator de amortecimento médio = 1,87%.

Apesar das curvas de FRF numéricas das tampas e carcaças na condição livre (Figuras 4.19, 4.20 e 4.21) apresentarem certo deslocamento a partir do segundo modo de vibração, nota-se que seus picos assumem uma tendência de convergência para com os seus pares experimentais.

O mesmo pode ser observado na Figura 4.24, porém nesse caso o deslocamento da curva de FRF numérica com relação às experimentais pode ser associado ao estator, pois tais diferenças são mais evidentes a partir da inserção deste na carcaça (Figura 4.24). A maior diferença é observada no pico que representa o terceiro modo. Comparando com as curvas antes da inserção do estator (Figura 4.23), pode-se atribuir tal comportamento à simplificação do estator. A não consideração de toda a complexidade de bobinas, filmes isolantes e as várias chapas, parece ter influenciado diretamente na precisão do modelo numérico.

Essa observação é corroborada com os resultados extraídos do estator na condição livre (Figura 4.22), onde tanto a curva de FRF numérica, quanto as experimentais apresentam muitas oscilações quando comparadas. Porém, é possível notar

que existe certa convergência nos picos que representam as frequências naturais. Para minimizar os efeitos da inserção do estator observados na Figura 4.24, modelos mais precisos considerando a complexidade de bobinas, filmes isolantes e as várias chapas, devem ser implementados. Mas de acordo com as Tabelas 4.5 e 4.6, os modelos propostos que representam essas configurações de ensaio se mostram razoavelmente precisos no domínio da frequência, principal objetivo deste trabalho.

Com relação às outras curvas de FRF resultantes dos modelos experimentais e numéricos (Figuras 4.23, 4.25, 4.26 e 4.27), nota-se que possuem boa relação. Com esses resultados associados aos resultados das Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7, pode-se concluir que o modelo numérico final, utilizando os parâmetros que produzem os melhores resultados (Figura 4.27), é adequado para o objetivo proposto nesse trabalho.

A partir desse ponto o modelo está apto para a aplicação do esforço axial conforme descrito nas conclusões do Capítulo 3. Para essa simulação a força na direção axial foi aplicada nos sentidos e nas áreas verdes indicadas na Figura 4.28. Ela foi parametrizada de forma crescente até que os encaixes se deformassem e os dois primeiros modos se invertessem. Essa variação de forças é justificável devido a possíveis variações de pré-tensão das molas por causa da variação axial dos campos de tolerância de fabricação das peças que compõem o rotor.

A simulação do esforço axial no cubo das tampas reproduz de forma convincente o efeito da montagem dos anéis de fixação internos. A hipótese formulada nas conclusões do Capítulo 3 de que os encaixes sofrem uma deformação radial alterando os primeiros modos é corroborada com os resultados dessa simulação. A Figura 4.29 detalha a deformação do encaixe da tampa traseira. Percebe-se que o contato com a carcaça está aberto. O resultado dessa simulação foi a diminuição do valor da frequência do segundo modo em 18,93 % e a consequente inversão com o primeiro modo, reproduzindo os efeitos apresentados nas Figuras 3.46 e 3.47.

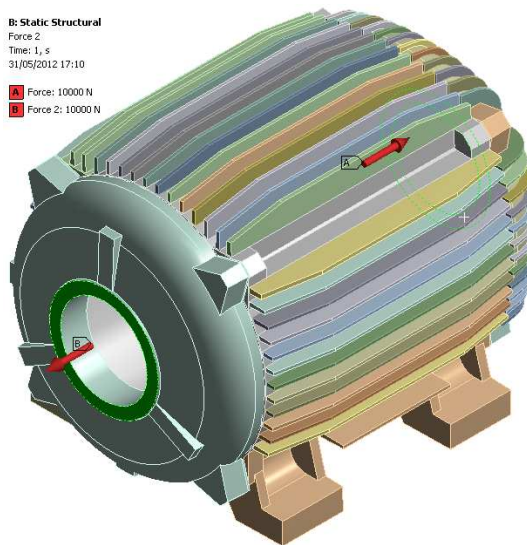
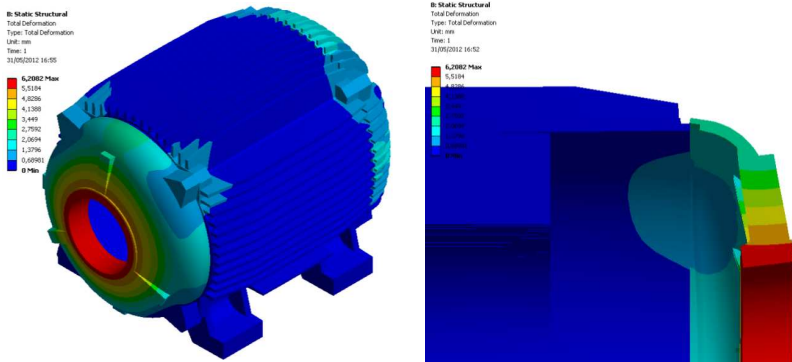


Figura 4.28 – Direção, sentido e localização das forças axiais aplicadas para simular o efeito da instalação das molas de pré-carga.



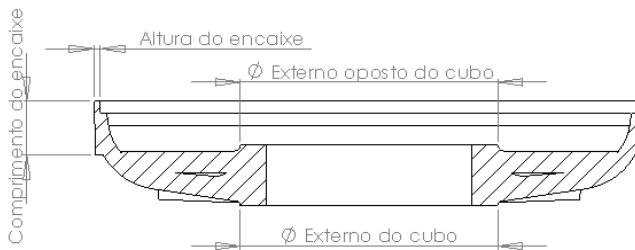
a) Detalhes das regiões de maior deformação.

b) Vista em corte detalhando a abertura dos contatos.

Figura 4.29 – Resultado da simulação das forças axiais aplicadas para simular o efeito da instalação das molas de pré-carga.

#### 4.8 Proposta de Melhoria no Protótipo Estudado

Como observado no Capítulo 3 e no item anterior, os contatos entre encaixes de tampas traseiras e carcaças são os locais de maior sensibilidade dos protótipos. Por esse motivo a proposta de melhoria se concentrou nas tampas traseiras. O processo utilizado foi o mesmo do ajuste dos modelos numéricos, porém os parâmetros de entrada foram os apresentados na Figura 4.30 e o critério de otimização foi a menor deformação com o menor valor de massa adicionada nas regiões em verde da Figura 4.31.



Figura

4.30 – Parâmetros de entrada para otimização da tampa traseira.

A seta vermelha da Figura 4.31 representa a direção da força aplicada para produzir a deformação a ser minimizada. Esta força é considerada distribuída na superfície verde do cubo da tampa. O suporte cinza que apoia a tampa é considerado fixo e representa a extremidade traseira da carcaça. O protótipo resultante desse processo pode ser conferido nas Figuras 4.32 e 4.33.

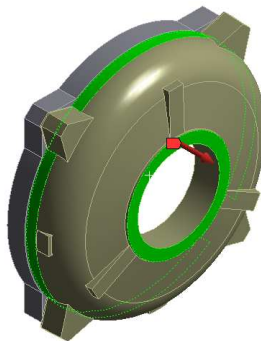
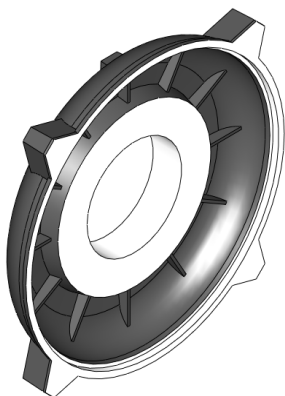
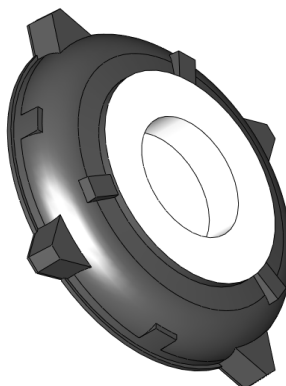


Figura 4.31 – Modelo utilizado para simular o esforço axial no processo de otimização da tampa traseira.



a) Detalhe do cubo interno



b) Detalhe do cubo externo.

Figura 4.32 –Novo formato da tampa resultante do processo de otimização.



a) Vista frontal da tampa nova.



b) Vista frontal da tampa antiga.



c) Detalhe do encaixe novo.



d) Detalhe do encaixe antigo.

Figura 4.33 – Detalhes comparando a nova tampa produzida com a tampa antiga.

Foram fundidas duas tampas com o novo formato e testadas nos quatro protótipos com ambos os rotores. As Figuras 4.33c e d detalham a principal diferença entre as duas versões das tampas. A tampa antiga possuía pequenos enxertos em cada uma das quatro orelhas de fixação que apoiavam na carcaça. Essa forma de apoio não garantia o contato com o encaixe da carcaça, principalmente na região de fixação dos parafusos, e permitia a grande deformação radial identificada na extensometria, o que provocou as variações apresentadas na avaliação dos dados experimentais.

Para a nova simulação foi utilizado o mesmo contato da tampa antiga, porém ao contrário de considerar pequenas áreas de contatos proporcionais aos enxertos apresentados na Figura 4.33d, toda a região de contato representando os parafusos de fixação foi considerada “colada” (Figura 4.34). Os resultados experimentais podem ser conferidos na Figura 4.35. Todos os protótipos estavam com o anel de fixação traseiro.

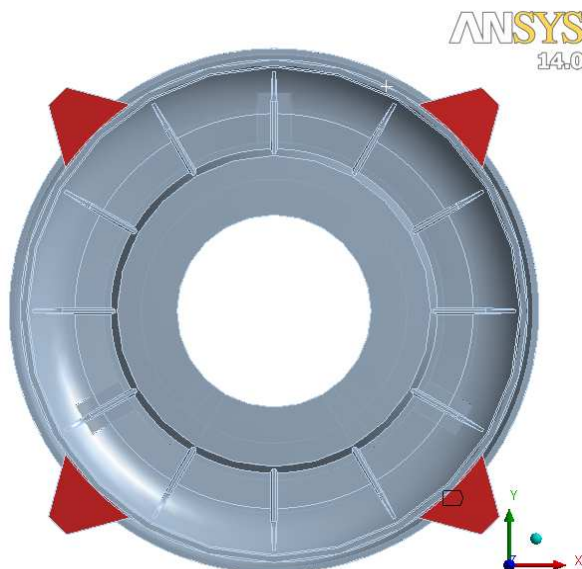


Figura 4.34 – Modelo da tampa traseira nova com detalhes, em vermelho, dos contatos representando as regiões de fixação dos parafusos.

Experimentalmente, percebe-se uma dispersão maior para o terceiro modo. Comparando o valor experimental médio da frequência desse modo com a previsão numérica a variação é de 1,61 %. O campo médio de variação considerando os três primeiros modos experimentais com relação à previsão numérica foi menor que 3 % e nenhuma inversão de modos foi identificada. Esses resultados indicam que o modelo numérico proposto é robusto e possui boa relação com a realidade experimental.

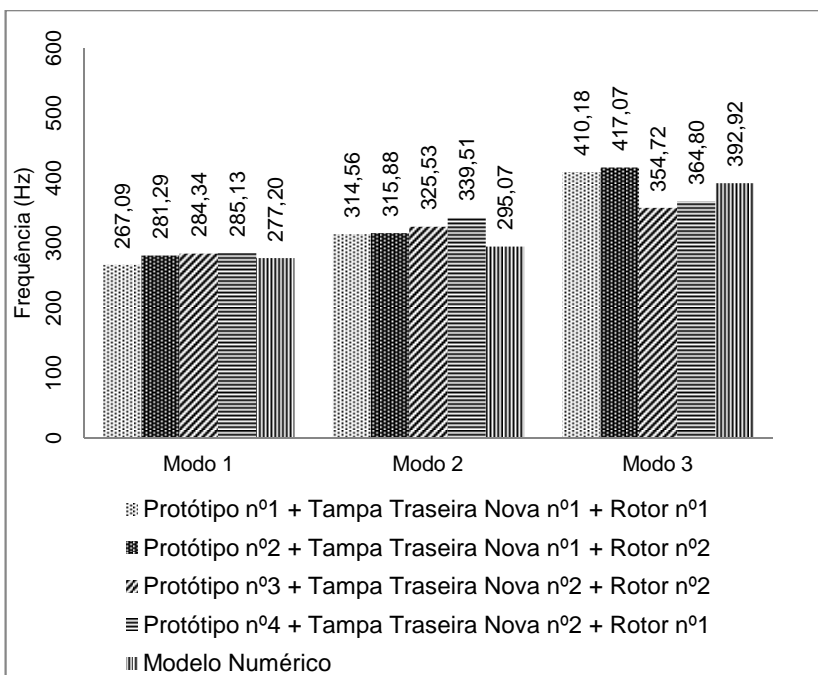
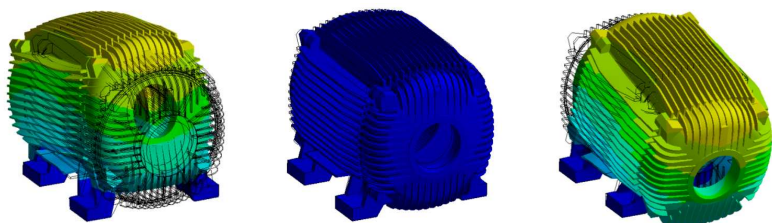


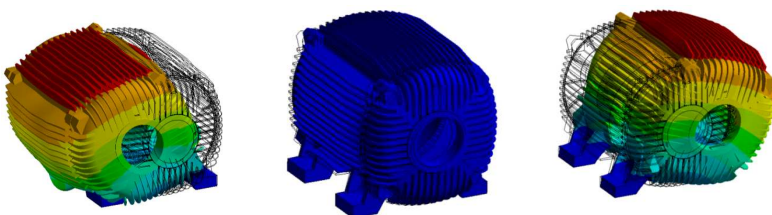
Figura 4.35 – Resultados de frequências naturais dos protótipos montados com as tampas traseiras de novo formato e com os dois rotores na condição fixa.

A seguir (Figura 4.36), são apresentadas as formas numéricas dos três primeiros modos.

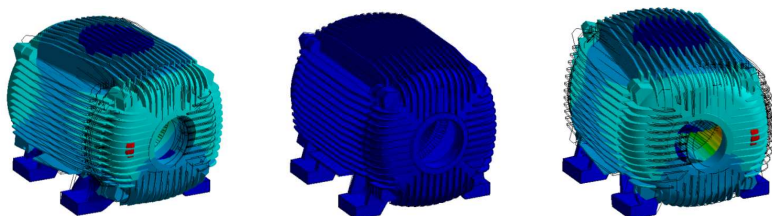




a) Primeiro modo.



b) Segundo modo.



c) Terceiro modo.

Figura 4.36 – Três primeiros modos numéricos do modelo final.



## **CAPÍTULO 5**

### **5 CONCLUSÕES**

O objetivo deste trabalho consistia em realizar um estudo numérico-experimental para desenvolver uma solução capaz de prever, com precisão adequada, os três primeiros modos de vibração de um motor elétrico fixo em base rígida, levando em consideração parâmetros de fabricação que poderiam comprometer a robustez do produto final.

A revisão bibliográfica indicou que um motor elétrico pode ser simplificado em uma solução numérica e resumido a quatro componentes: carcaça, estator e tampas frontal e traseira. Os efeitos do rotor são considerados somente como inércia sobre as regiões dos mancais. Dentre esses componentes, o estator representa a parte mais complexa do modelo numérico, devido às suas particularidades construtivas que conferem características ortotrópicas do pacote de lâminas. Também na revisão bibliográfica foi dada grande ênfase aos contatos entre encaixes de tampas e carcaça, e entre carcaça e estator. Nesse caso, os efeitos de pré-tensão que tais contatos proporcionam devem ser considerados na solução numérica sob pena de ocorrerem grandes erros nos valores de frequências naturais dos modos de interesse. Essas informações foram implementadas no modelo numérico proposto e os resultados comparados aos dados experimentais.

Os dados experimentais foram extraídos de quatro protótipos de motor elétrico de dois pólos, tamanho IEC225 sem caixa de ligação. A forma proposta para avaliar esses dados foi comparar um único valor que representava a variação média relativa à variação das frequências naturais dos quatro primeiros modos em cada condição de teste. Dentre os parâmetros de fabricação avaliados os de maior impacto, sem dúvida, foram os encaixes entre a tampa traseira e a carcaça. O esforço axial produzido pelas molas de pré-carga e distribuídos nas tampas, alterou o valor de frequência natural do primeiro modo de +11,74 % e o do segundo modo de -25,84 %, causando a inversão desses modos quando comparados com os resultados dos protótipos sem esforços axiais. O monitoramento por extensometria da deformação das tampas durante a instalação

na carcaça, sem o estator, foi fundamental na formulação da hipótese que a tampa que cedeu a tal esforço axial foi a traseira. O estudo experimental também indicou que modos acima do terceiro sofrem grande influência da estabilização térmica do motor.

No estudo da simulação computacional, os modelos foram ajustados utilizando os valores médios experimentais da frequência natural de cada modo no algoritmo genético MOGA, disponível no programa *Design Explorer* do ANSYS. Os modelos apresentaram boa correlação com os resultados experimentais. A forma proposta para avaliar e validar esse método foi comparar o desvio dos resultados do ajuste dos modelos numéricos com os valores experimentais médios da frequência natural de cada um dos três primeiros modos. Adicionalmente, foram comparadas as aparências das curvas de FRF experimentais com suas respectivas curvas numéricas, de cada componente na condição livre e dos principais conjuntos de montagem na condição fixa.

Com exceção do estator, os resultados do ajuste e validação dos modelos apresentaram baixa relação de sensibilidade utilizando os dados e tolerâncias de fábrica, indicando que variações do processo produtivo não devem resultar em diferenças significativas no domínio da frequência. Com relação ao estator, os resultados demonstraram que o método utilizado para ajuste do modelo é adequado e que a determinação experimental de suas características ortotrópicas é de fundamental importância para a precisão do modelo numérico. O módulo de elasticidade associado a compressão axial encontrado difere dos encontrados pelos autores pesquisados (Roivainen, 2009 e Delves, 1964). Acredita-se que tal diferença seja devida a particularidades de fabricação, como a força de prensagem do pacote de lâminas.

A simulação da carga axial nas tampas confirmou a hipótese de que as tampas traseiras, devido à sua forma construtiva, se deformam mais do que as frontais, abrindo os contatos do encaixe com a carcaça. Esse efeito foi explorado na parte final do trabalho onde, com o mesmo algoritmo MOGA, foram sugeridos e fabricados reforços no cubo e no encaixe da tampa traseira. Os resultados experimentais desse novo protótipo indicaram que o modelo numérico proposto é robusto e preciso para a previsão dos três primeiros modos naturais de

vibração, onde o erro médio, obtido a partir das três primeiras frequências naturais, é menor que 3 %. Apesar de utilizar um modelo complexo considerando detalhes como as aletas, a solução proposta apresentou resultados satisfatórios a um custo computacional relativamente baixo.

A partir desses resultados fica evidente que a solução numérica é uma ferramenta poderosa para a previsão dos três primeiros modos de vibração de uma estrutura tão complexa como um motor elétrico, porém é muito dependente das características ortotrópicas do estator e dos contatos que representam os encaixes entre tampas e carcaça.

A seguir são indicados os passos que devem ser seguidos para uma modelagem numérica adequada do motor de acordo com os resultados encontrados:

1. Determinar as propriedades dos materiais utilizados no estator através da validação experimental, considerando-o um sistema ortotrópico;
2. Utilizar os valores conhecidos de propriedades do ferro fundido de carcaça e tampas;
3. Corrigir e simplificar geometria dos modelos que compõem o motor;
4. Utilizar elementos com tamanho adequado para compor a malha;
5. Montar cada componente do modelo numérico utilizando contatos colados nas regiões dos parafusos de fixação das tampas traseiras. Entre tampas e carcaça e entre estator e carcaça utilizar contato que transmita os esforços compressivos e tangenciais em sua totalidade e que permitam movimentação relativa entre as superfícies no sentido normal de separação;
6. Restringir o movimento da superfície inferior dos quatro pés do modelo da carcaça de forma a anular qualquer movimento nas três direções do eixo cartesiano e desta forma reproduzir a condição “fixa em base rígida”;
7. O efeito do rotor deverá ser considerado como uma pré-tensão no modelo do Item 5 antes de efetuar a análise modal;
8. Executar a análise modal numérica.

## **5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros**

Abaixo algumas sugestões para trabalhos futuros:

1. Estudar a influência da pressão de grampeamento nas características ortotrópicas de estatores;
2. Desenvolver uma metodologia numérica para a previsão das formas modais, e suas respectivas frequências naturais, de estatores baseados nas suas características construtivas;
3. Comparar as características dinâmicas entre estatores grampeados e soldados.
4. Otimizar os contatos entre tampas e carcaças alterando as configurações e geometrias dos encaixes.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLEMANG, R. J. - **The Modal Assurance Criterion: Twenty Years of Use and Abuse** – IMEC-XX 20<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, Los Angeles, 2003.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE – **API 541 ANSI/API Standard: Form wound squirrel-cage induction motor – 500 horsepower and larger** – Standard, Washington, 2005.

ANSYS Release 14.0 – **Help Guides** – ANSYS Europe Ltd., 2012.

BATHE, K. J. – **Finite Element Procedures** – Prentice Hall, Massachusetts, 1996.

BECK, R. – **Identificação Experimental de Curvas Tensão-Deformação a Taxa Constante por Ensaios Axiais de Impacto em Corpos de Prova de PVC** – Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2009.

BENTLY, D. E., HATCH, C. T. – **Fundamental of Rotating Machinery Diagnostics** – Bently Pressurized Bearing Company, Minden, 2002.

SERRIDGE, M., LICHT, T. – **Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers: Theory and Application Handbook** – Bruel & Kjaer, Copenhagen, 1987.

BLEVINS, R. D. – **Formulas for Natural Frequency and Mode Shape** - Krieger, Malabar, 2001.

CAI, W., PILLAY, P., TANG, Z. - **Impact of Stator Windings and End-Bells on Resonant Frequencies and Mode Shapes of Switched Reluctance Motors** – IEEE International Electric Machines and Drives Conference, Seattle, 1999.

CEZÁRIO, C. A. – **Análise do Escoamento de Ar em Motores de Indução Totalmente Fechados** – Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2007.

CLOUGH, R. W., PENZIEN, J. – **Dynamics of Structures** – McGraw-Hill, Singapore, 1975.

CLOUGH, R. W. – **The Finite Element in Plane Stress Analysis** – Proc. 2nd ASCE Conf. on Electronic Computation, Pittsburgh, 1960.

DELVES, B. – **Noise and Frame Vibrations of DC Machines** – Report No. S/NE u 110, Nelson Engineering Laboratories, Stafford, April 1964.

FERMIANO, R. F. – **Modelamento e Otimização de Filtros Acústicos Reativos Utilizando Algoritmos Genéticos** – Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2009.

FILHO, G. F. – **Motor de Indução: Princípios de Funcionamento, Características Operacionais, Aplicações, Acionamentos e Comandos** – Érica, São Paulo, 2000.

FINLEY, W. R., HODOWANEC, M. M., HOLTER, W. G. – **An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems** – IEEE/PCIC Conference, Norwood, 1999.

GARVEY, S. D., PENNY, J. E. T., FRISWELL, M. I., LEES, A. W. – **The Stiffening Effect of Laminated Rotor Cores on Flexible-Rotor Electrical Machines** – In: IMECHE (International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Swansea, UK, p. 193-202, 2004.

GIERAS, J. F., WANG, C., LAI, J. C. – **Noise of Polyphase Electric Motors** – Taylor & Francis, Columbus, 2006.

GOLDMAN, S. - **Vibration Spectrum Analysis** – 2ª. Ed., Industrial Press Inc., New York, 1999.

HERLUFSEN, H. – **Modal Analysis Using Multi-reference and Multiple-Input Multiple-Output Techniques** – Brüel & Kjaer, Denmark, 2003.



INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION – **IEC 60034 Rotating Electrical Machines Part 1: Rating and Performance** - Standard, Geneva, 2010.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION – **IEC 60034 Rotating Electrical Machines Part 14: Mechanical Vibration of Certain Machines with Shaft Heights 56 mm and Higher – Measurement, Evaluation and Limits of Vibration Severity** – Standard, Geneva, 2007.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION – **IEC 60072: Dimensions and Output Series for Rotating Electrical Machines** – Standard, Geneva, 1991.

ISHIBASHI, F., MATSUSHITA, M., NODA, S., TONOKI, K. – **Change of Mechanical Natural Frequencies of Induction Motor** – IEEE IAS Annual Meeting, Edmonton, 2008.

JORDAN, R. – **Análise Modal Experimental** – Apostila do POSMEC, UFSC, Florianópolis, 2010.

JORDAN, R. – **Fundamentos de Vibrações** – Apostila do POSMEC, UFSC, Florianópolis, 2007.

KUKULA, P., ONDRUSEK, C. – **Electric Machine Vibration Analysis** – KDP, Brno, 2007.

LONG, S. A., ZHU, Q. Z., HOWE, D. – **Influence of Stator Laminations on Natural Frequencies of Switched Reluctance Motors** – Proc. International Seminar on Vibrations and Acoustic Noise of Electric Machinery, Bethune, France, p. 135-139, 1998.

ME'ScopeVES Version 4.0.0.6 – **Operating Manual: Volume II** – Vibrant Technology Inc., 2003.

MOAVENI, S. – **Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS** – Prentice Hall, Mankato, 1999.

MURAMAKI, E. H. – **Influência dos Parâmetros de Processo Sobre a Tensão Residual na Superfície de Peças Injetadas com ABS** – Dissertação de Mestrado, UDESC, Joinville, 2009.

NATIONAL ELECTRICAL MANUFACTURERS ASSOCIATION – **NEMA MG-1: Motors and Generators** – Standard, Virginia, 2011.

NASSER, N. A. – **Modal Based Predictive Design and Analysis of Electric Motors** – University of Dundee, UK, 2003.

ROIVAINEN, J. – **Unit-Wave Response-Based Modeling of Electromechanical Noise and Vibration of Electrical Machines** – Doctoral Dissertation, Helsinki University of Technology, Helsinki, 2009.

SANTOS, H. L. V. dos, KUNZ, T. T. - **Análise modal experimental – Estator + Carcaça HGF355** - Relatório Técnico N°001/2008, Dep. de Pesquisa e desenvolvimento do Produto – WMO, Jaraguá do Sul, 2008a.

SANTOS, H. L. V. dos – **Avaliação de Modelos Numéricos para Representar o Núcleo Laminado dos Rotores de Máquinas Elétricas** – Dissertação de Mestrado, UTFPR, Curitiba, 2008b.

SILVA, H. P., SANTOS, H. L. V. – **Determinação da “Reed-Frequency” de Motores Verticais Fixados pelo Flange** - Relatório Técnico N°686/2005, Dep. de Pesquisa e desenvolvimento do Produto – WMO, Jaraguá do Sul, 2005.

TANG, Z., PILLAY, P., OMEKANDA, A. M., LI, C. C. C. – **Effects of Material Properties on Switched Reluctance Motor Vibration Determination** – IEEE Industry Applications Conference Annual Meeting, Kalamazoo, 2003.

TUSTIN, W. – **Random Vibration & Shock Testing: Measurement, Analysis & Calibration** – ERI, Santa Barbara, 2005.

VERMA, S. P., GIRGIS, R. S. – **Resonance Frequencies of Electrical Machine Stators Having Encased Construction, Part I: Derivation of the General Frequency Equation** – IEEE PES Winter Meet Presentation, Paper T 73 113-6, New York, 1973.

WANG, C. – **Vibro-acoustic Analysis of Inverter Driven Induction Motors** – Ph.D. Thesis, The University of New South Wales, Australia, 1998.

WOLFF, J. – **O Motor Elétrico: Uma História de Energia, Inteligência e Trabalho** – Editora UNERJ, Jaraguá do Sul, 2004.



APÊNDICE A – MODOS DE VIBRAÇÃO EXPERIMENTAIS E FATORES DE AMORTECIMENTO

Tabela A.1 – Formas modais das peças individuais na condição livre.

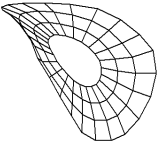
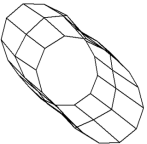
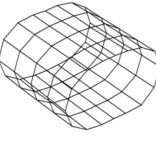
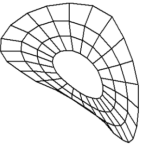
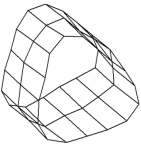
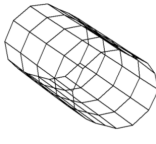
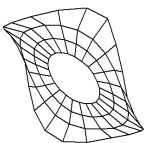
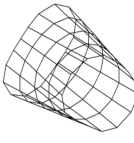
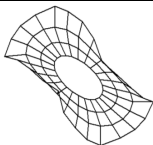
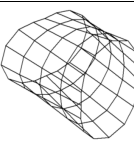
FORMAS MODAIS NA CONDIÇÃO LIVRE			
	Tampas	Estator	Carcaça
Modo 1			
Modo 2			
Modo 3			
Modo 4			

Tabela A.2 – Fatores de amortecimento médio das peças individuais na condição livre.

FATORES DE AMORTECIMENTO MÉDIO NA CONDIÇÃO LIVRE (%)				
	Tampas		Estator	Carcaça
	Frontal	Traseira		
Modo 1	0,24	0,13	1,78	0,63
Modo 2	0,14	0,10	2,33	0,42
Nodo 3	0,21	0,29		0,20
Modo 4	0,25	0,09		0,88

Tabela A.3 – Formas modais dos conjuntos de montagem na condição livre.

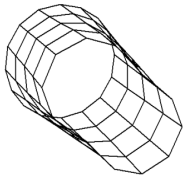
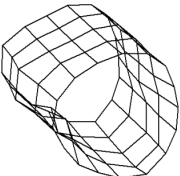
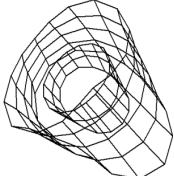
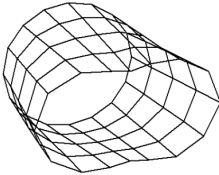
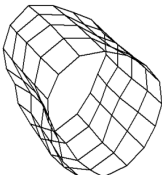
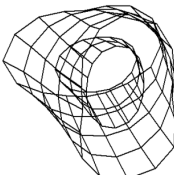
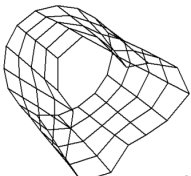
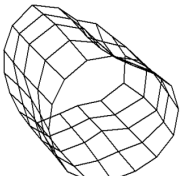
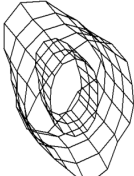
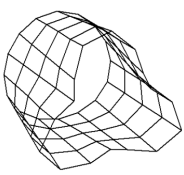
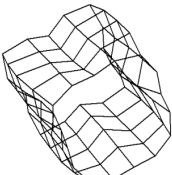
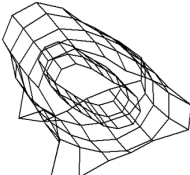
FORMAS MODAIS NA CONDIÇÃO LIVRE			
	Carcaça + Tampa Frontal	Carcaça + Tampa Frontal e Traseira	Carcaça + Estator
Modo 1			
Modo 2			
Modo 3			
Modo 4			

Tabela A.4 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem na condição livre.

FATORES DE AMORTECIMENTO MÉDIO NA CONDIÇÃO LIVRE (%)			
	Carcaça + Tampa Frontal	Carcaça + Tampa Frontal e Traseira	Carcaça + Estator
Modo 1	0,44	0,42	0,99
Modo 2	0,45	0,80	1,53
Modo 3	0,47	0,84	0,69
Modo 4	0,33	0,74	0,60

Tabela A.5 – Formas modais dos conjuntos de montagem antes da inserção do estator na condição fixa.

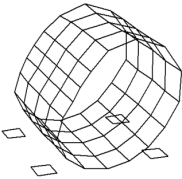
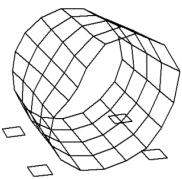
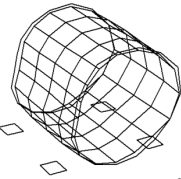
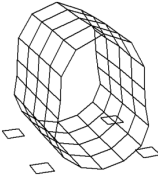
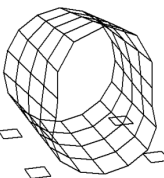
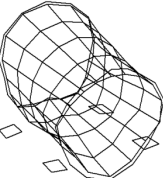
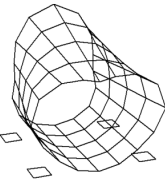
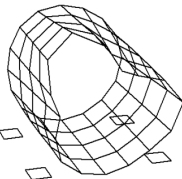
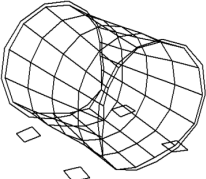
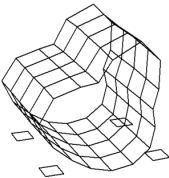
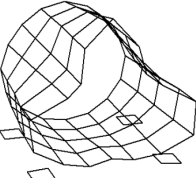
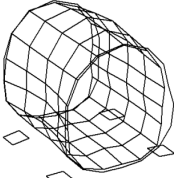
FORMAS MODAIS NA CONDIÇÃO FIXA			
	Carcaça	Carcaça + Tampa Frontal	Carcaça + Tampa Frontal e Traseira
Modo 1			
Modo 2			
Modo 3			
Modo 4			

Tabela A.6 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem antes da inserção do estator na condição fixa.

FATORES DE AMORTECIMENTO MÉDIO NA CONDIÇÃO FIXA (%)			
	Carcaça	Carcaça + Tampa Frontal	Carcaça + Tampa Frontal e Traseira
Modo 1	3,69	4,62	3,12
Modo 2	1,49	1,55	1,93
Nodo 3	1,48	1,62	0,38
Modo 4	0,81	0,68	0,35

Tabela A.7 – Formas modais dos conjuntos de montagem depois da inserção do estator na condição fixa.

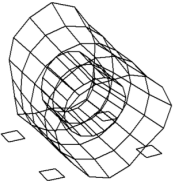
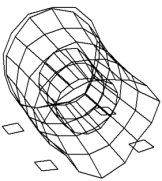
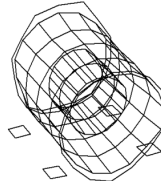
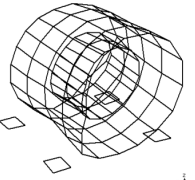
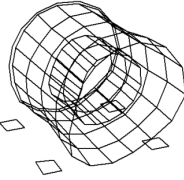
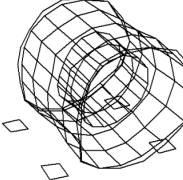
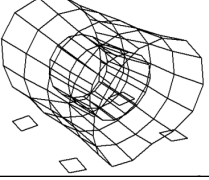
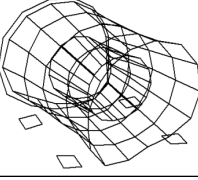
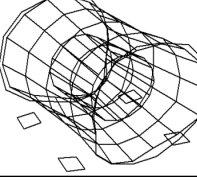
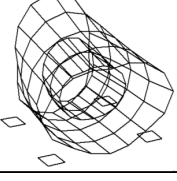
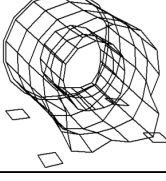
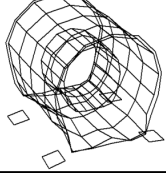
FORMAS MODAIS NA CONDIÇÃO FIXA			
	Carcaça + Estator	Carcaça+ Estator + Tampa Frontal	Carcaça + Estator+ Tampa Frontal e Traseira
Modo 1			
Modo 2			
Modo 3			
Modo 4			

Tabela A.8 – Fatores de amortecimento médio dos conjuntos de montagem depois da inserção do estator na condição fixa.

	FATORES DE AMORTECIMENTO MÉDIO NA CONDIÇÃO FIXA (%)		
	Carcaça + Estator	Carcaça+ Estator + Tampa Frontal	Carcaça + Estator+ Tampa Frontal e Traseira
Modo 1	0,57	0,50	0,59
Modo 2	0,5	0,45	0,44
Nodo 3	1,04	0,82	0,87
Modo 4	1,49	0,45	0,48



## APÊNDICE B – EXPERIMENTOS EXECUTADOS

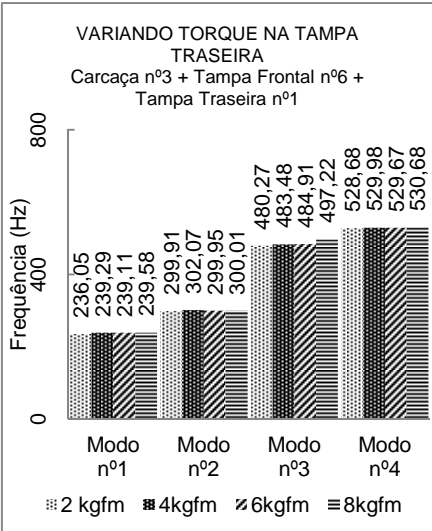
Tabela B.1 – Resumo dos experimentos executados.

Ensaio	Peças	Condição	Motivo	Objetivo
1	Tampas Frontais e Traseiras	Livre	Quantificar as oscilações dos resultados e identificar os motivos das diferenças encontradas.	Identificar os quatro primeiros modos de vibração.
2	Estatores			
3	Carcaças Pré-Usinadas	Livre e Fixa com variação do torque dos parafusos de fixação de tampas e carcaças	Avaliar o efeito da usinagem final quando comparado com o ensaio 3.	
4*	Carcaças nº3 e nº4 (Usinadas)		Avaliar o efeito da introdução da tampa frontal quando comparado com o ensaio 4.	
5*	Carcaças nº3 e nº4 + Tampas Frontais		Avaliar o efeito da introdução da tampa traseira quando comparado com o ensaio 5.	
6*	Carcaças nº3 e nº4 + Tampas Frontais + Tampas Traseiras		Avaliar o efeito da introdução do estator quando comparado ao ensaio 3.	
7	Carcaças + Estatores	Livre e Fixa	Avaliar o efeito da introdução da tampa frontal quando comparado com o ensaio 7.	
8	Carcaça nº3 e nº4 + Estatores + Tampas Frontais		Avaliar o efeito da introdução da tampa traseira quando comparado com o ensaio 8.	
9	Carcaça nº3 e nº4 + Estatores + Tampas Frontais + Tampas Traseiras		Avaliar o efeito da introdução do rotor quando comparado com o ensaio 9.	
10	Protótipos Completos	Fixa		

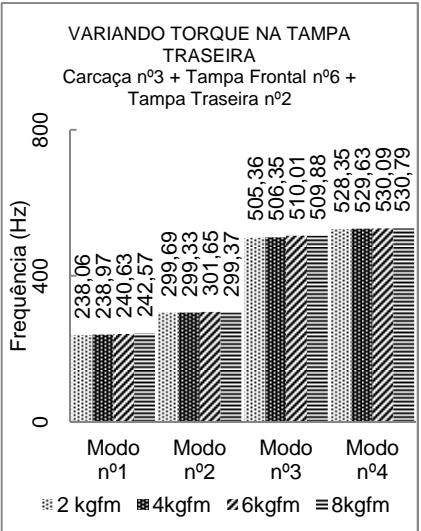
\*Esses ensaios foram repetidos após as carcaças 03 e 04 sofrerem tratamento térmico para alívio de tensões.



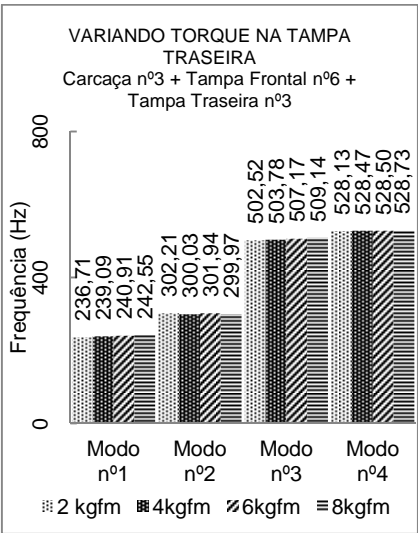
APÊNDICE C – VARIAÇÃO DO TORQUE DE APERTO DOS PARAFUSOS DE FIXAÇÃO DAS TAMPAS



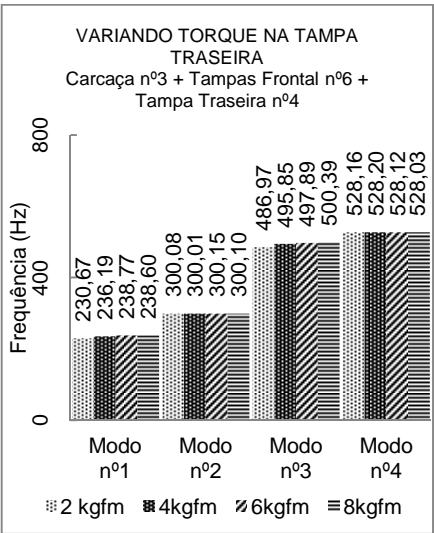
a)



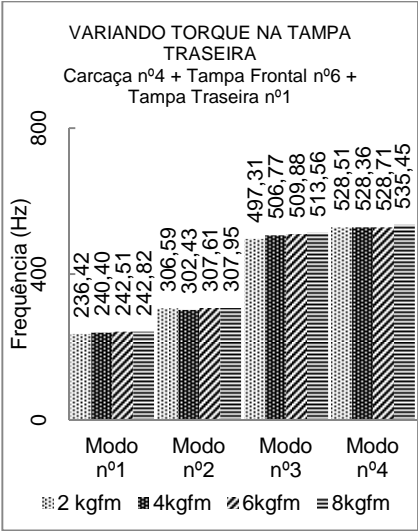
b)



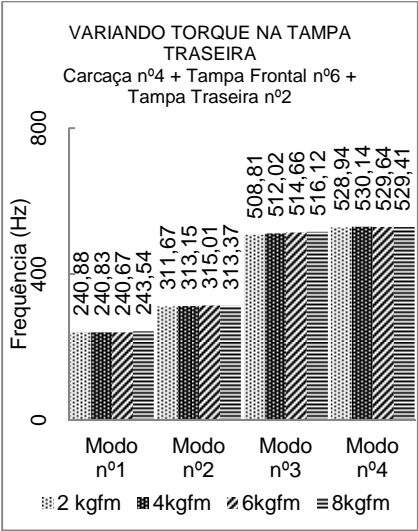
d)



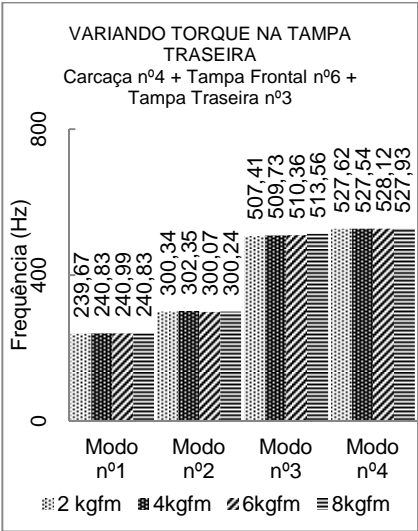
e)



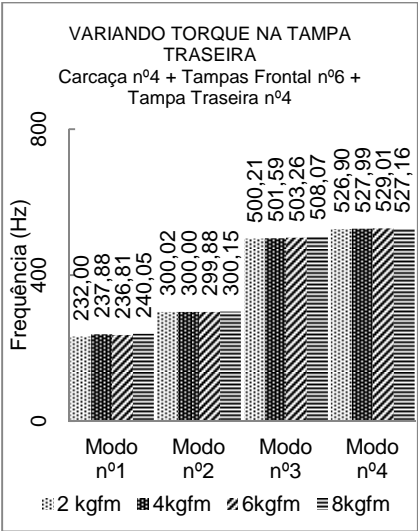
h)



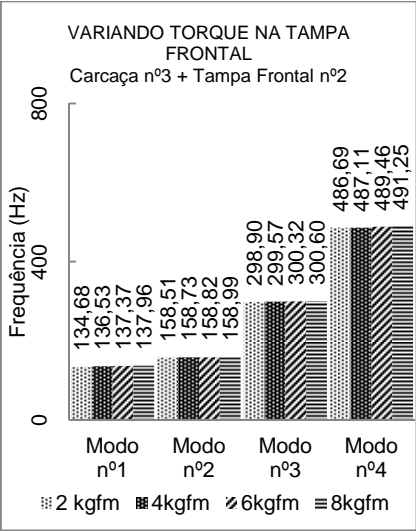
g)



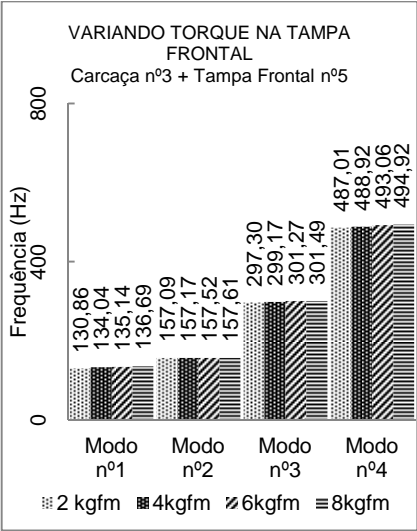
h)



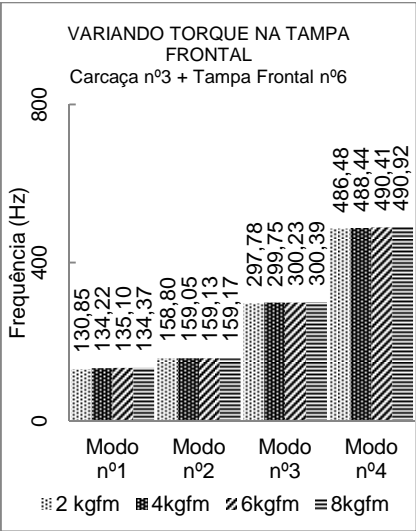
i)



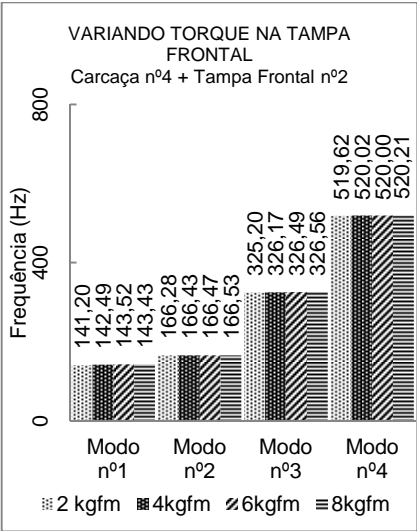
j)



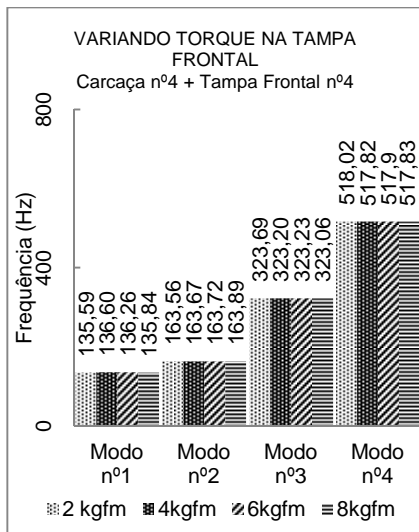
k)



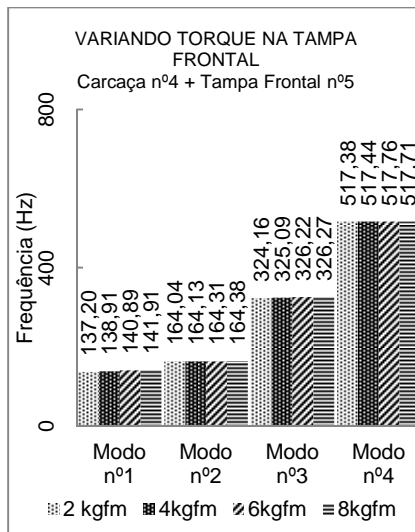
l)



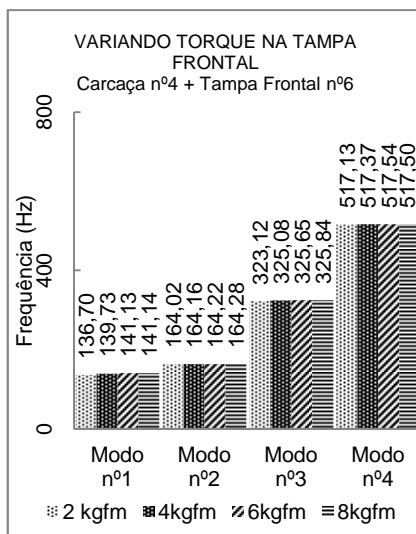
m)



n)



o)



p)

Figura C.1 – Influência da variação do torque de aperto dos parafusos de fixação da das tampas sobre as frequências naturais do conjunto.